

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Daniel Alberton Haas

**UM MODELO DE CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE  
PARA A PREVISÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA  
EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica

Orientador:

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis

2012

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

H112m Haas, Daniel Alberton

Um modelo de circuito térmico equivalente para a previsão da distribuição de temperatura em compressores alternativos de refrigeração [dissertação] / Daniel Alberton Haas ; orientador, César José Deschamps. - Florianópolis, SC, 2012.

127 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Compressores - Aquecimento e ventilação. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

**UM MODELO DE CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE  
PARA A PREVISÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA  
EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO**

Daniel Alberton Haas

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 2 de março de 2012.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.  
Orientador

---

Prof. Cezar O. R. Negrão, Ph.D., UTFPR

---

Prof. Amir Antônio M. de Oliveira Jr., Ph.D.

---

Prof. Jader R. Barbosa Jr., Ph.D.



Este trabalho é dedicado ao meu pai,  
pelo exemplo de abnegação e amor.



## AGRADECIMENTOS

À família, primeiramente. Agradeço meus pais, minhas irmãs e minha avó Teresa pela educação e amor recebidos e pelo apoio incondicional em todas as decisões que tomei.

Foi um prazer ter trabalhado ao lado do professor César Deschamps. Seu suporte, conhecimento, compreensão e orientação foram fundamentais para a realização desse trabalho.

O laboratório POLO foi um ótimo ambiente de pesquisa, estudo e criação. Isso se deve aos excelentes pesquisadores dessa instituição, como Thiago Dutra, André Morriesen, Rodrigo Pizarro, Joel Sanvezzo, Ricardo Hillesheim, entre outros.

O apoio da Embraco, em particular do engenheiro Ribas, também foi fundamental.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Aos membros da banca examinadora pela disponibilidade em avaliar e corrigir a dissertação.

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica, pela maneira lógica e estruturada de enxergar o mundo através da ciência.

A todas as pessoas que de alguma maneira participaram dessa caminhada.





"Todo o futuro da nossa espécie, todo o governo das sociedades, toda a prosperidade moral e material das nações dependem da ciência, como a vida do homem depende do ar. Ora, a ciência é toda observação, toda exatidão, toda verificação experimental. Perceber os fenômenos, discernir as relações, comparar as analogias e as dessemelhanças, classificar as realidades, e induzir as leis, eis a ciência; eis, portanto, o alvo que a educação deve ter em mira. Espertar na inteligência nascente as faculdades cujo concurso se requer nesses processos de descobrir e assimilar a verdade."

(Rui Barbosa, 1882)



## RESUMO

A distribuição de temperatura em componentes de compressores afeta as suas eficiências volumétrica e isentrópica, bem como a sua confiabilidade e a lubrificação hidrodinâmica dos mancais. Apesar da importância de conhecer essa distribuição de temperatura, a transferência de calor associada é de difícil modelação, sendo influenciada pela eficiência do motor elétrico, pelo atrito viscoso nos mancais e pelo escoamento de fluido refrigerante e óleo lubrificante. A presente dissertação apresenta um modelo de simulação térmica desenvolvido para prever as temperaturas de diferentes componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. O modelo leva em consideração os principais mecanismos de troca de calor no interior do compressor, como condução, convecção, radiação e advecção decorrente do escoamento do óleo e do gás refrigerante. Com este objetivo, a equação da conservação da energia foi aplicada e resolvida numericamente em 63 elementos geométricos simplificados do compressor, empregando um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Assume-se que o compressor opera em regime plenamente cíclico e resolvem-se os processos de compressão e de transferência de calor de forma acoplada. Após a validação do modelo, procede-se uma análise detalhada da transferência de calor no interior do compressor em diferentes condições de operação. Resultados são apresentados para a temperatura e o fluxo de calor em cada um dos componentes, permitindo a quantificação de parâmetros de eficiência global do compressor.

**Palavras-chave:** Gerenciamento térmico, superaquecimento, compressor alternativo.



## ABSTRACT

The temperature distribution in a reciprocating compressor affects its volumetric efficiency, lubrication and reliability. Nevertheless, the modeling of all heat transfer processes that take place in such application is a difficult task because it is strongly related to the efficiency of both the electrical motor and the crankshaft mechanism, and also the flow of lubricating oil and refrigerant fluids inside and outside the compression chamber. This dissertation presents a model based on the thermal network circuit approach developed to predict the temperature of the components of a reciprocating compressor. The model takes into account the main heat transfer mechanisms, such as conduction, convection, radiation and advection due to the flow of oil and refrigerant. The compressor is divided into 63 simplified geometry elements in which the energy equation is applied and solved numerically, by using a thermal network circuit and heat transfer correlations available in the literature. The compressor is assumed to be in a cyclic steady-state operating condition, with the compression process and heat transfer being modeled in a segregated but coupled manner. The thermal network circuit model is computationally inexpensive and allows a thorough understanding of the heat transfer process in the compressor. After being validated with reference to experimental data, the model is used to investigate heat transfer in a reciprocating compressor under different operating conditions. Results are provided for the temperature and heat flux at different components and also for the compressor overall efficiency.

**Keywords:** Thermal management, superheating, reciprocating compressor.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – (a) componentes básicos de um sistema de refrigeração; (b) diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração ideal.....	28
Figura 1.2: (a) Pistão no ponto morto superior; (b) Válvulas de admissão abertas; (c) Pistão no ponto morto inferior; (d) Válvulas de descarga abertas..	31
Figura 1.3: Diagrama pressão-volume de um ciclo de compressão ideal. ....	32
Figura 1.4 – Componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica; adaptado de Pizarro (2007).....	33
Figura 1.5 – Viscosidade em função da temperatura para óleo ISO 10. ....	35
Figura 1.6 - Distribuição de perdas em um compresor real e a sua comparação com uma máquina com rendimento de Carnot operando nas mesmas condições; adaptado de Possamai e Todescat (2004). ....	36
Figura 1.7 - Fontes de perdas termodinâmicas em um compressor de 900 BTU/h operando com R134a; reproduzido de Ribas et al. (2008). ....	37
Figura 2.1- Filtro acústico de um sistema de sucção típico de compressor alternativo de refrigeração. ....	40
Figura 2.2- Transientes de temperatura na câmara de sucção de um compressor alternativo; reproduzido de Morriesen e Deschamps (2009). ....	42
Figura 2.3 – Diagrama do modelo desenvolvido por Todescat et al. (1992).....	46
Figura 2.4 – Modelo de escoamento de filme de óleo sobre a superfície interna da carcaça; reproduzido de Pizarro (2007). ....	47
Figura 2.5 – Volumes de controle adotados no modelo de Padhy (1992).....	49
Figura 2.6 - Geometria simplificada utilizada no modelo de Ooi. ....	49
Figura 2.7 - Modelo por volumes finitos e TNW do cabeçote do compressor; reproduzido de Almbauer et al. (2006). ....	50
Figura 2.8 – Compressor utilizado na modelagem híbrida de Schreiner (2009). ....	51
Figura 2.9 – Resultados numéricos: (a) linhas de trajetória do gás; (b) campo de temperatura; adaptado de Chikurde et al. (2002) .....	52
Figura 2.10 - Geometria do compressor modelado por Raja (2003). ....	53
Figura 2.11. Modelo em volumes finitos do compressor avaliado por Bivari et al. (2003).....	54
Figura 3.1: Ilustração da equação (3.6).....	59
Figura 3.2 - Esquema segregado para modelo de advecção.....	60
Figura 3.3 – Temperatura em função da distância para troca de calor advectiva. ....	61
Figura 3.4 Compressor EGX90HLC: (a) Vista lateral em corte e detalhe do motor; (b) vista isométrica. ....	63
Figura 3.5 Componentes simplificados do compressor usados no modelo.....	64
Figura 3.6 - Malha segregada para o escoamento de óleo.....	74
Figura 3.7 - Diagrama dos fluxos de óleo .....	76
Figura 3.8 – Troca de calor entre gás refrigerante, óleo e sólido. ....	77

Figura 3.10 - Malha segregada para o escoamento do gás refrigerante na descarga. ....	78
Figura 3.11 - Fluxograma do procedimento de solução do modelo TNW. ....	82
Figura 4.1 - Volume de controle com fluxos de massa e energia .....	85
Figura 4.2 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência .....	88
Figura 4.3 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência .....	88
Figura 4.4 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de referência. ....	90
Figura 4.5 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de referência. ....	91
Figura 4.6 - Pressão dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de referência. ....	92
Figura 4.7 - Temperatura dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de referência. A linha vermelha indica a temperatura do cilindro .....	93
Figura 4.8 - Transferência de calor no cilindro durante o ciclo de compressão; condição de referência. ....	94
Figura 4.9 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de alta vazão. ....	98
Figura 4.10 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de alta vazão. ....	98
Figura 4.11 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de alta vazão. ....	99
Figura 4.12 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de alta vazão. ....	100
Figura 4.13 - Pressão dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de alta vazão. ....	101
Figura 4.14 - Foto do compressor com aparato para o bloqueio do óleo .....	102
Figura 4.15 – Diagrama dos fluxos mássicos de óleo no interior da carcaça...	103
Figura 4.16 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência com fluxo de óleo desviado. ....	106
Figura 4.17 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência com fluxo de óleo desviado.....	106
Figura 4.18 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de referência com fluxo de óleo desviado. ....	107
Figura 4.19 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de referência com fluxo de óleo desviado. ....	108
Figura 4.20 – Temperatura em função da velocidade do ar. ....	109
Figura 4.21 – Troca de calor em função da velocidade do ar .....	109
Figura 4.22 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência com isolamento. ....	113
Figura 4.23 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência com isolamento. ....	113



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Elementos utilizados para modelar o compressor .....	65
Tabela 4.1 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de.....	86
energia do compressor. ....	86
Tabela 4.2 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência..	87
Tabela 4.3 – Proporções entre o escoamentos de óleo.....	91
Tabela 4.4 – Taxa de troca de calor $\dot{Q}$ nos processos do ciclo com a variação das condições de operação; adaptado de Disconzi (2011). ....	95
Tabela 4.5 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de.....	96
energia do compressor. ....	96
Tabela 4.6 – Campo de temperaturas do compressor, condição de alta vazão..	97
Tabela 4.7 - Proporção entre os fluxos de óleo no interior da carcaça.....	100
Tabela 4.8 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de.....	103
energia do compressor. ....	103
Tabela 4.9 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência com óleo desviado. ....	105
Tabela 4.10 – Proporções entre os escoamentos de óleo, com fluxo de óleo desviado. ....	107
Tabela 4.11 – Resultados numéricos para o balanço de.....	111
energia do compressor com e sem isolamento. ....	111
Tabela 4.12 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência com isolamento. ....	112
Tabela A-1: Condutividade dos materiais.....	121
Tabela A-2: Condutâncias de condução do modelo.....	121
Tabela A.3 – Condutâncias de radiação.....	123
Tabela A.4 – Condutâncias de convecção no ambiente externo. ....	124
Tabela A.5 – Condutâncias de convecção no sistema de descarga .....	124
Tabela A.6 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção. ....	125
Tabela A.7 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção. ....	125
Tabela A.8 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção. ....	126



## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

COP – *Coefficiente of Performance* (Coeficiente de Performance)

TNW – *Thermal Network* (Rede Termal)

ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Condicionamento de Ar)

LBP – *Low Boiling Pressure* (Pressão de Evaporação Baixa)

MBP – *Medium Boiling Pressure* (Pressão de Evaporação Média)

HBP – *High Boiling Pressure* (Pressão de Evaporação Alta)



## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidades
$\dot{Q}_e$	Calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador	[W]
$\dot{W}_c$	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
$\dot{Q}_i$	Calor recebido pelo elemento $i$	[W]
$\dot{W}_i$	Trabalho exercido pelo elemento $i$	[W]
$m_i$	Massa no interior do elemento $i$	[kg]
$e$	Energia interna específica	[J/kg]
$t$	Instante de tempo	[s]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$\hat{h}$	Entalpia específica	[J/kg]
$H_{i,j}$	Condutância térmica entre elementos $i$ e $j$	[W/°C]
$T$	Temperatura	[°C]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[W/kg°C]
$S$	Fonte de calor	[W]

$D$	Diâmetro	[m]
$L$	Comprimento	[m]
$k$	Condutividade térmica	[W/m°C]
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$h$	Coefficiente de troca de calor por convecção	[W/°Cm <sup>2</sup> ]
$\Delta x$	Distância entre elementos	[m]
$\sigma$	Constante de Stefan- Boltzmann	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-4</sup> ]
$\varepsilon$	Emissividade	[-]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade	[Pa.s]
$V_c$	Velocidade característica	[m/s]
$L_c$	Comprimento Característico	[m]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$\gamma$	Coefficiente de expansão adiabática	[-]

$c_v$	Calor específico a volume constante	[W/kg°C]
$f$	Frequência de operação do compressor	[s <sup>-1</sup> ]
$V$	Volume no interior do cilindro	[m <sup>3</sup> ]





## ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>27</b>
1.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	27
1.2	COMPRESSORES .....	28
1.3	COMPRESSOR ALTERNATIVO .....	30
1.4	SUPERAQUECIMENTO EM COMPRESSORES .....	33
1.5	OBJETIVO GERAL .....	37
1.6	ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO .....	37
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>39</b>
2.1	INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS .....	39
2.1.1	Sistema de sucção .....	40
2.1.2	Câmara de compressão .....	42
2.2	MODELOS DE SIMULAÇÃO TÉRMICA .....	43
2.2.1	Modelos de condutâncias térmicas globais .....	44
2.2.2	Modelos de rede térmica .....	47
2.2.3	Modelos híbridos .....	50
2.2.4	Modelos diferenciais .....	51
2.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	54
<b>3</b>	<b>MODELAGEM DO COMPRESSOR .....</b>	<b>57</b>
3.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES .....	57
3.2	CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO COMPRESSOR .....	62
3.3	MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	66
3.4	CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	67
3.5	FLUXOS DE MASSA E FONTES DE CALOR .....	71
3.5.1	Compressão do gás refrigerante .....	72
3.5.2	Bombeamento de óleo e escoamento do gás refrigerante .....	73
3.5.3	Geração de calor em mancais e motor elétrico .....	79
3.6	CONSTRUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES .....	79
3.7	SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES .....	80
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>83</b>
4.1	INTRODUÇÃO .....	83
4.2	CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA .....	84

<b>4.2.1</b>	<b>Balanco de energia .....</b>	<b>84</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Distribuição de temperatura .....</b>	<b>86</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Transferência de calor no interior do cilindro .....</b>	<b>92</b>
4.3	INFLUÊNCIA DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO .....	95
4.4	INFLUÊNCIA DO ESCOAMENTO DE ÓLEO .....	101
4.5	INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO AR AMBIENTE .....	108
4.6	ISOLAMENTO DO SISTEMA DE DESCARGA .....	110
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>115</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>117</b>
<b>ANEXO A .....</b>		<b>121</b>
A.1	CONDUTÂNCIAS DE CONDUÇÃO .....	121
A.2	CONDUTÂNCIAS DE RADIAÇÃO .....	123
A.3	CONDUTÂNCIAS DE CONVECÇÃO .....	124

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a refrigeração é empregada em diferentes aplicações, tais como conservação de alimentos, climatização de ambientes e resfriamento de componentes eletrônicos. A disponibilidade de energia elétrica a uma parte maior da população e a evolução dos sistemas de refrigeração ao longo das últimas décadas fez dos refrigeradores domésticos um utensílio comum na maioria das residências. De fato, dados do Ministério da Ciência e Tecnologia mostram que os refrigeradores estão presentes em quase 90% dos lares brasileiros. Outro dado importante revela que a refrigeração é o item de maior parcela do consumo de energia elétrica residencial, apresentando valores em torno de 30% do total.

### 1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Os componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor são mostrados esquematicamente na Figura 1.1(a). Basicamente, o sistema consta de quatro componentes principais: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. O fluido refrigerante, no estado líquido, é forçado a evaporar numa temperatura baixa no evaporador devido à ação conjunta do compressor e do dispositivo de expansão. Durante a evaporação, calor é retirado do ambiente ou substância a refrigerar, produzindo assim o efeito de refrigeração. No estado de vapor, o fluido refrigerante é comprimido, elevando a sua temperatura e pressão e em seguida é levado ao condensador. No condensador o fluido refrigerante rejeita calor para um meio externo, condensando-se e voltando ao estado líquido. O líquido refrigerante volta então ao dispositivo de expansão e o processo se repete.

Os processos termodinâmicos do ciclo de refrigeração ideal podem ser descritos através de um diagrama pressão-entalpia, ilustrado na Fig. 1.1(b). O fluido refrigerante entra no compressor como vapor saturado à baixa pressão (1), proveniente do evaporador, e por meio de um processo de compressão politrópico é descarregado à alta pressão no condensador na forma de vapor superaquecido (2). No condensador, ocorre a rejeição da energia absorvida pelo refrigerante no evaporador e no compressor. Esta energia é inicialmente rejeitada sob a forma de calor sensível à pressão constante (2-3) e, em seguida, sob a forma de calor latente (a pressão e temperatura constante) até que o refrigerante

alcance o estado de líquido saturado (3). Então, sob a forma de líquido saturado, o refrigerante inicia sua passagem pelo dispositivo de expansão onde tem a sua pressão reduzida até a pressão de trabalho do evaporador (4). Essa expansão permite que ocorra a mudança de fase do refrigerante no evaporador em função da absorção de calor do ambiente a ser refrigerado.

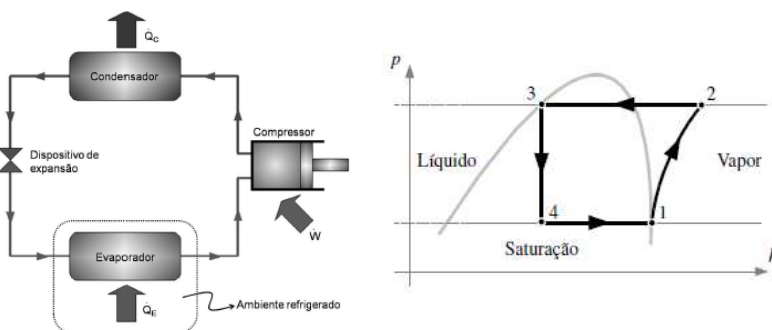


Figura 1.1 – (a) componentes básicos de um sistema de refrigeração; (b) diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração ideal.

## 1.2 COMPRESSORES

Os compressores são os principais responsáveis pelo consumo de energia em sistemas de refrigeração e, assim, o aumento da eficiência dos mesmos é fundamental para a redução do consumo de energia. Considerando o impacto que os sistemas de refrigeração têm sobre a matriz energética, fica evidente o motivo da atenção crescente por parte dos governos em estabelecer requerimentos de eficiência para os produtos comercializados. De fato, questões relativas ao equilíbrio entre a oferta e a demanda de energia elétrica no Brasil são vitais para o desenvolvimento sustentável e o bem estar da população. Além disto, o impacto ambiental associado à geração de energia tem também um apelo significativo e impulsiona as iniciativas no âmbito de redução do consumo da energia elétrica.

Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, os compressores são responsáveis tanto pelo deslocamento quanto pelo aumento da pressão do fluido refrigerante. Os compressores podem ser classificados em duas grandes classes: roto-dinâmicos e de deslocamento positivo. O compressor roto-dinâmico atua sobre o fluido

de trabalho, aumentando a sua pressão e energia cinética. Posteriormente, ao passar através de um difusor, uma parte da energia cinética do fluido pode ser recuperada na forma de um aumento adicional de pressão. A maioria dos compressores roto-dinâmicos utilizados em refrigeração é do tipo de escoamento radial, conhecidos como compressores centrífugos. Já nos compressores de deslocamento positivo, a compressão é efetuada mecanicamente, através da redução do volume do gás por meio de um atuador mecânico. Durante o processo de compressão, a pressão do refrigerante aumenta até atingir o valor desejado para ser liberado na linha de descarga.

O projeto de um compressor de refrigeração requer um elevado conteúdo tecnológico, tanto no desenvolvimento do produto quanto no processo de fabricação. O mercado avalia os compressores segundo características de eficiência energética, impacto ambiental, ruído, confiabilidade e custo, sendo que para as duas primeiras existem pressões de regulamentações cada vez mais exigentes, tanto no Brasil quanto no exterior. A avaliação da eficiência energética do sistema é usualmente feita através do coeficiente de performance:

$$COP = (\dot{Q}_e / \dot{W}_c) \quad (1.1)$$

onde  $\dot{Q}_e$  é o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração), e  $\dot{W}_c$  é a potência elétrica consumida pelo compressor.

As perdas de energia útil no compressor podem ser divididas em três grupos: elétricas, mecânicas e termodinâmicas. As perdas elétricas estão basicamente relacionadas à eficiência do motor elétrico e do dispositivo de partida do compressor. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito nos mancais. Por fim, as perdas termodinâmicas surgem devido às ineficiências dos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, além da transferência de calor e de vazamentos de fluido em folgas durante a compressão.

Outro parâmetro importante na análise do desempenho do compressor é a eficiência volumétrica, a qual relaciona a vazão mássica efetivamente bombeada pelo compressor com aquela que poderia ser alcançada em um processo ideal. Uma fonte de redução dessa eficiência se deve ao volume morto, decorrente da presença de volumes residuais na câmara de compressão. Outra fonte de ineficiência é originada pela troca de calor, perda de carga, vazamentos e refluxo de gás em válvulas.

O aquecimento sofrido pelo fluido refrigerante ao entrar no compressor, devido ao contato com superfícies mais quentes (carcaça, motor, filtro, etc.), se estende até o início do processo de compressão e pode, além de diminuir o fluxo de massa, aumentar significativamente o trabalho específico necessário para a compressão do gás, dependendo do fluido refrigerante utilizado.

### 1.3 COMPRESSOR ALTERNATIVO

No caso dos compressores alternativos, foco do presente trabalho, o processo de compressão é realizado por um pistão que reduz o volume de refrigerante na câmara de compressão por meio da ação de um mecanismo biela-manivela.

A Figura 1.2 apresenta um esquema do compressor alternativo com o pistão exposto em quatro posições ao longo do seu deslocamento no cilindro. No processo de admissão, o pistão se move de cima para baixo e vapor à baixa pressão é aspirado da linha de admissão para dentro do cilindro, através das válvulas de sucção. Durante a compressão, o pistão é deslocado de baixo para cima, comprimindo o vapor contido no cilindro. A pressão do vapor aumenta até atingir um determinado valor, após o qual as válvulas de descarga se abrem e o vapor é descarregado a alta pressão para a linha de descarga.

Quase todos os compressores alternativos utilizam válvulas automáticas; denominadas assim, pois os seus movimentos de abertura e de fechamento são realizados automaticamente pela diferença de pressão existente entre as câmaras de sucção/admissão e o cilindro. Uma de suas vantagens sobre as válvulas mecânicas é a adaptação automática à variação da razão de pressão. Outra vantagem da válvula automática é que, por não necessitar de mecanismos para o seu movimento de abertura e fechamento, resulta num menor custo de fabricação e numa diminuição da necessidade de manutenção. Dentro desta classe de válvulas automáticas, as válvulas do tipo palheta têm um destaque especial, sendo usadas em todos os compressores destinados à refrigeração doméstica.

A Figura 1.3 apresenta o diagrama pressão-volume teórico de um ciclo típico de compressão. Quando o pistão está no ponto morto superior (ponto A), tanto a válvula de admissão como a válvula de descarga estão fechadas. As válvulas de admissão permanecem fechadas porque a pressão no volume morto é maior que a pressão na linha de admissão. Embora as pressões no volume morto e na linha de descarga

sejam aproximadamente iguais, a válvula de descarga se mantém fechada devido à carga elástica da mola. À medida que o pistão se move de cima para baixo, o vapor contido no volume morto se reexpande, no processo A-B, diminuindo sua pressão. Quando o pistão atinge o ponto B, a pressão no cilindro é menor que a pressão na linha de admissão, dando início à sucção de vapor para dentro do cilindro. Como mostrado nos diagramas no processo B-C, a sucção se dá a pressão constante. Ao atingir o pistão o ponto C, as válvulas são fechadas pela ação de mola, e a compressão começa. No processo C-D, o pistão comprime o vapor no cilindro aumentando sua pressão. Quando o pistão alcança o ponto D, a pressão no cilindro é maior que a pressão na linha de descarga, e as válvulas de descarga se abrem, descarregando vapor a alta pressão, no processo D-A. Quando o pistão retorna ao ponto A, o ciclo de compressão é completado e o eixo da manivela realizou uma rotação completa.

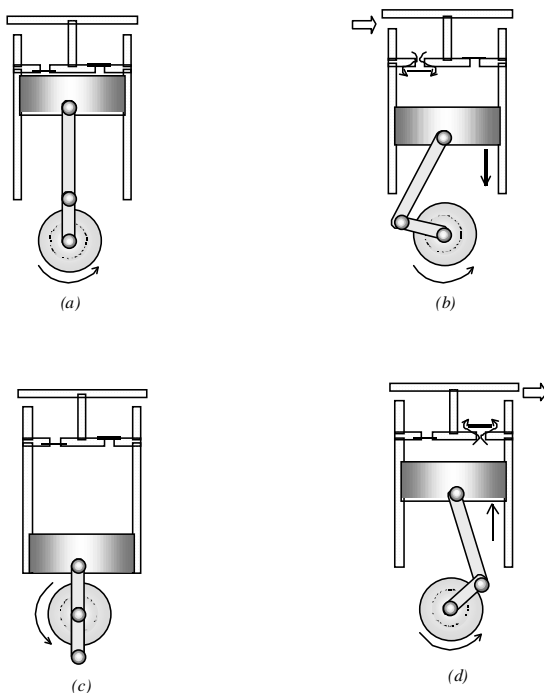


Figura 1.2: (a) Pistão no ponto morto superior; (b) Válvulas de admissão abertas; (c) Pistão no ponto morto inferior; (d) Válvulas de descarga abertas.

Os fatores que tendem a diminuir o volume de vapor deslocado da linha de baixa para a de alta pressão por curso do pistão (rotação completa do eixo da manivela) são: volume morto, aquecimento do gás no sistema de sucção e no cilindro (superaquecimento), atrito viscoso e vazamentos em válvulas.

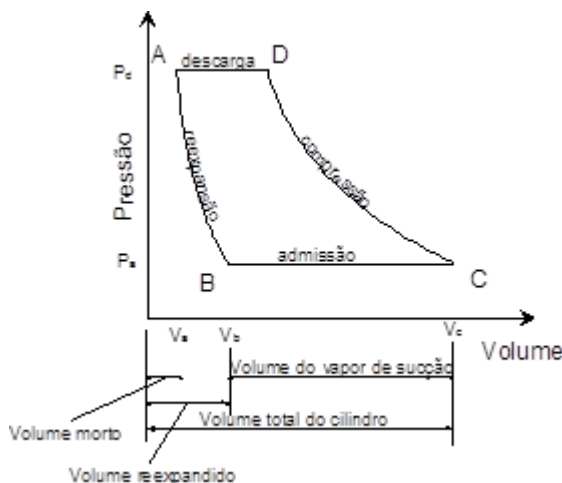
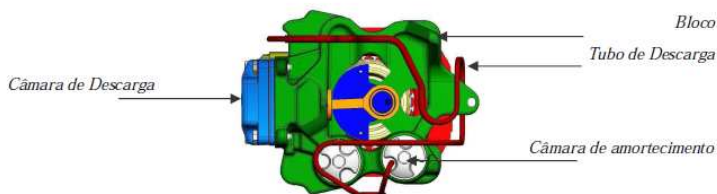


Figura 1.3: Diagrama pressão-volume de um ciclo de compressão ideal.

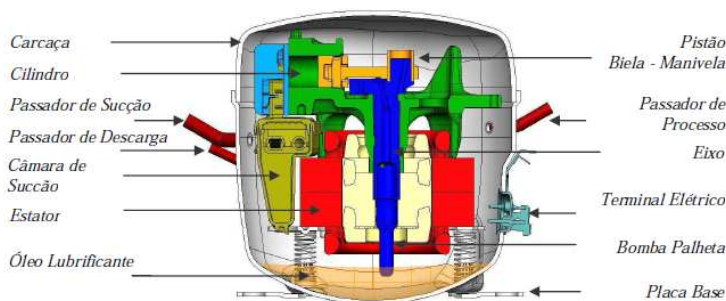
No final do processo de compressão, uma quantidade de vapor à alta pressão sempre permanece no volume morto. No início do curso de admissão, este vapor se expande novamente até que a pressão no cilindro seja menor que a pressão na linha de admissão, e as válvulas de sucção se abram permitindo o fluxo de vapor para dentro do cilindro. Devido ao volume ocupado pelo vapor reexpandido, menor será o volume de vapor admitido por sucção no cilindro, e menor será o volume real de vapor comprimido e deslocado por curso do pistão. O aquecimento do gás no sistema de sucção e no cilindro também diminui a eficiência volumétrica, fazendo com que o volume específico do gás aumente e menos massa entre no cilindro.

Para referência futura, a Figura 1.4 apresenta os principais componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica que será estudado no presente trabalho.





(a) Vista superior



(b) Vista lateral

Figura 1.4 – Componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica; adaptado de Pizarro (2007).

## 1.4 SUPERAQUECIMENTO EM COMPRESSORES

O desempenho termodinâmico de compressores é afetado consideravelmente pelo superaquecimento do fluido refrigerante devido ao seu contato com componentes quentes, ao longo do sistema de sucção e no interior da câmara de compressão.

Segundo Gosney (1982), algum superaquecimento é fundamental para o funcionamento adequado de um compressor porque garante a eliminação das gotas de líquido refrigerante que não foram evaporadas na saída do evaporador. Desta forma, garante-se que o fluido refrigerante que entra na câmara de compressão esteja totalmente na forma de gás, evitando golpe de aríete.

Contudo, o aumento demasiado do superaquecimento pode reduzir de forma significativa a eficiência volumétrica do compressor, devido ao aumento do volume específico do fluido refrigerante que é admitido à câmara de compressão durante o processo de sucção. De fato, com um fluido de volume específico maior, admite-se menos

massa de gás na câmara de compressão durante a sucção e, por consequência, é proporcionado uma vazão mássica menor. Por sua vez, a diminuição da vazão mássica acarreta uma redução da capacidade de refrigeração do sistema.

Além disto, quanto mais superaquecido estiver o gás no início do processo de compressão, maior será o trabalho específico do processo de compressão, reduzindo assim o coeficiente de performance (COP) do compressor. Além de reduzir a potência consumida no processo de compressão, o resfriamento do compressor permite também uma temperatura mais baixa no final de compressão, aumentando ainda mais a eficiência termodinâmica. De fato, uma das maiores fontes de calor do compressor decorre do processo de compressão, ao final do qual a temperatura do gás atinge valores elevados, aquecendo o cilindro e toda a linha de descarga do compressor. O cilindro e os componentes da descarga, por sua vez, trocam calor com os componentes do sistema de sucção, resultando no superaquecimento do fluido refrigerante. Assim, uma redução da temperatura do fluido na descarga diminuiria também essas trocas de calor.

Deve ser destacado que o aumento excessivo de temperatura pode também comprometer a integridade dos componentes de um compressor, comprometendo assim a sua confiabilidade. Por exemplo, componentes poliméricos, como borrachas de vedação e suportes flexíveis, são sensíveis à temperatura. No caso de altas temperaturas, pode ocorrer a degradação do material, fazendo com que o componente deixe de cumprir a sua função e haja liberação de fragmentos que podem danificar outros componentes. Além disto, a resistência dos metais à fadiga também é diminuída em temperaturas altas, diminuindo assim a vida útil do compressor como um todo.

Finalmente, as perdas elétricas também aumentam com o aumento de temperatura, pois a resistência elétrica do cobre aumenta com a temperatura.

O gerenciamento térmico de compressores é importante para garantir o funcionamento ótimo de um compressor, consistindo no desenvolvimento de tecnologias para gerenciar a energia térmica, no tocante à sua geração, dissipação e recuperação. Esta área de pesquisa envolve a análise dos processos nos diversos componentes do compressor. Algumas das atividades consistem na análise térmica de componentes e a simulação de suas interações, envolvendo modelação numérica, experimentos e projeto.

Por exemplo, a viscosidade do óleo é um parâmetro fundamental para a correta lubrificação dos componentes; um óleo muito viscoso

acarreta perdas viscosas elevadas nos mancais, enquanto que um óleo com viscosidade baixa pode ser insuficiente para impedir o contato metálico entre as peças móveis, levando ao desgaste das mesmas e queda de eficiência do compressor. Conforme mostrado na Figura 1.5, a viscosidade do óleo possui uma dependência exponencial com a temperatura. Assim, pequenas variações de temperatura podem causar grandes variações na viscosidade. Para o correto funcionamento do compressor, é necessário selecionar um óleo com as características desejadas na faixa de temperatura de operação do compressor. Se o compressor operar com grande variação de temperaturas, a seleção do óleo lubrificante correto torna-se uma tarefa complexa.

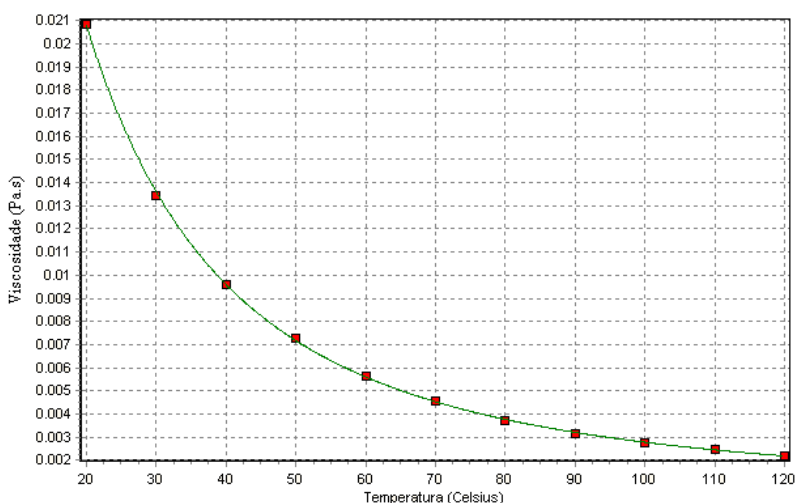


Figura 1.5 – Viscosidade em função da temperatura para óleo ISO 10.

Possamai e Todescat (2004) mostraram que os compressores alternativos fabricados em 2002 eram cerca de 60% mais eficientes do que aqueles fabricados em 1980, conforme ilustra a Figura 1.6. Para referência, a figura mostra também a eficiência esperada de um compressor com um rendimento de uma máquina de Carnot. Pode-se observar assim a evolução tecnológica dos últimos anos na obtenção de compressores mais eficientes e a margem ainda existente para a busca de melhorias. As perdas devido ao ciclo referem-se à comparação do ciclo de compressão de vapor com o ciclo de Carnot. As perdas termodinâmicas referem-se ao escoamento do fluido refrigerante no interior do compressor.

No tocante a oportunidades de melhorias, Ribas et al. (2008) descrevem que a eficiência elétrica do estado-da-arte de compressores alternativos de uso doméstico está em torno de 88%, podendo alcançar valores ainda maiores com o uso de motores síncronos se o custo dos mesmos não fosse limitante. A eficiência do sistema mecânico é também elevada e pode atingir valores superiores a 92%, havendo a possibilidade de aumentar ainda mais com compressores lineares e de velocidade variável. Já a eficiência termodinâmica se situa entre 80 e 83%, oferecendo assim as maiores oportunidades para melhoria.

A redução da eficiência termodinâmica do compressor, causadas pelas ditas “perdas termodinâmicas”, pode ser devida a diversos fatores, tais como superaquecimento, vazamentos e perdas pelas válvulas. A Figura 1.7 mostra a parcela correspondente a cada um destes fatores em um compressor alternativo doméstico de 900 BTU/h, utilizando R134a como fluido refrigerante e considerando as condições de sistema ASHRAE/LBP.

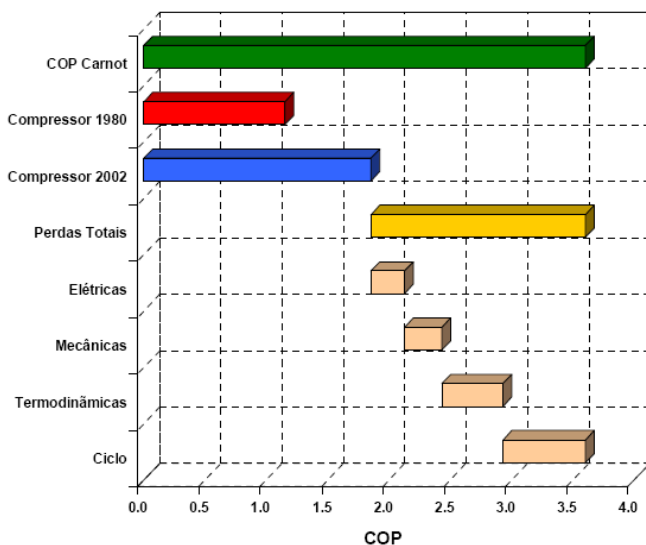


Figura 1.6 - Distribuição de perdas em um compressor real e a sua comparação com uma máquina com rendimento de Carnot operando nas mesmas condições; adaptado de Possamai e Todescat (2004).



Figura 1.7 - Fontes de perdas termodinâmicas em um compressor de 900 BTU/h operando com R134a; reproduzido de Ribas et al. (2008).

## 1.5 OBJETIVO GERAL

O compressor é o principal responsável pelo consumo de energia em um sistema de refrigeração. A partir de um inventário de perdas de eficiência em compressores, percebe-se que o superaquecimento em compressores é de grande importância e necessita ser analisado em detalhes no projeto de compressores de alta eficiência.

A caracterização do superaquecimento compreende o entendimento de fenômenos de difícil descrição, devido à complexidade geométrica, superfícies móveis, gradientes elevados de temperatura e processos termodinâmicos interdependentes.

O objetivo principal do presente estudo é o desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação térmica de compressores, visando permitir a investigação e a disponibilização de tecnologias de gerenciamento térmico que aumentem a eficiência de compressores de refrigeração.

O modelo escolhido foi o de circuito térmico equivalente, uma abordagem em que o compressor é dividido em vários elementos sólidos e fluidos e a equação de energia é resolvida em cada um deles. Para avaliar a magnitude da transferência de calor entre os elementos, são utilizadas correlações da literatura. A solução do sistema fornece o campo de temperaturas, vazões mássicas e transferência de calor no compressor.

## 1.6 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

Neste capítulo foi realizada uma introdução sucinta sobre o funcionamento do compressor, de maneira a ressaltar a importância do

compressor e o fenômeno do superaquecimento. A seguir, no capítulo 2, apresenta-se uma revisão bibliográfica de trabalhos disponíveis na literatura que estão relacionados ao tema do presente trabalho. Os objetivos da revisão são: apresentar os principais avanços de pesquisa na área e evidenciar a contribuição deste trabalho.

No capítulo 3, descrevem-se os detalhes do modelo desenvolvido para a simulação térmica do compressor, incluindo as principais correlações de transferência de calor adotadas e o procedimento de solução. O capítulo 4 considera a apresentação e a análise dos resultados e, finalmente, no capítulo 5 apresentam-se as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A transferência de calor em compressores é estudada há vários anos, principalmente em relação ao superaquecimento do gás refrigerante no processo de sucção. Os primeiros modelos consistiam simplesmente em correlações experimentais para o superaquecimento em função de condições de operação do compressor, tais como temperaturas de evaporação e de condensação, sendo válidas apenas para a faixa de condições testadas.

Segundo Prasad (1998), somente em anos recentes têm sido dada a devida importância aos processos de transferência de calor em compressores. De fato, a partir da década de 90, com os avanços nos recursos de processamento computacional, modelos mais elaborados puderam ser desenvolvidos, com a transferência de calor sendo modelada através de correlações globais para os componentes principais do compressor.

Mais recentemente, a capacidade dos computadores permitiu o surgimento dos primeiros modelos para a previsão numérica do escoamento em sistemas de sucção e descarga e no interior da câmara de compressão, incluindo a transferência de calor. Esses modelos tornaram-se menos dependentes de dados experimentais, podendo ser aplicados na análise de novas concepções de compressores. Apesar disto, a transferência de calor continua sendo de difícil modelação numérica, sendo um fenômeno complexo e dependente de vários fatores.

A revisão da literatura apresentada neste capítulo se concentra em investigações experimentais e numéricas destinadas ao detalhamento das fontes de calor no compressor e na quantificação de suas contribuições sobre a redução da eficiência do compressor. Devido a semelhanças geométricas e de operação, diversos resultados que hoje se aplicam a compressores foram originalmente obtidos em motores de combustão interna.

### 2.1 INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS

As investigações experimentais do superaquecimento em compressores surgiram muito antes dos modelos numéricos, tendo sido a principal fonte de dados sobre o funcionamento do compressor até a década de 90. Atualmente, medições são fundamentais para calibrar modelos numéricos ou para analisar fenômenos que são difíceis de serem simulados. Apesar do desenvolvimento significativo de modelos

de simulação, a análise do comportamento térmico dos compressores através de experimentos ainda é o método mais difundido para testes rápidos de soluções de projeto. A seguir apresenta-se uma revisão de investigações experimentais realizadas para o entendimento do superaquecimento no sistema de sucção e na câmara de compressão de compressores.

### 2.1.1 Sistema de sucção

Durante o funcionamento de um compressor, o processo de sucção induz pulsações de pressão no sistema de sucção, as quais podem gerar vibrações e ruído acústico se não forem devidamente controladas. Para a atenuação dessas pulsações, adota-se um filtro acústico no sistema de sucção, formado por arranjo adequado de tubos e câmaras, conforme ilustrado na Figura 2.1. Os filtros acústicos são fabricados em materiais poliméricos para atuarem também como isolantes térmicos, reduzindo o aquecimento do fluido refrigerante no seu trajeto desde a entrada no compressor até a câmara de sucção.

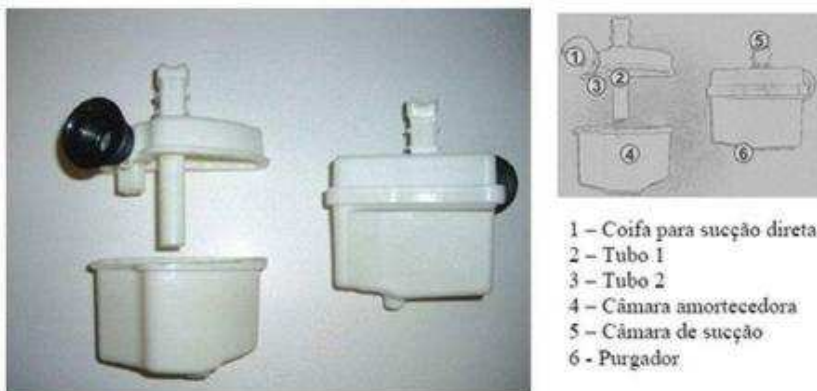


Figura 2.1- Filtro acústico de um sistema de sucção típico de compressor alternativo de refrigeração.

Hughes et al. (1972) investigaram experimentalmente o processo de superaquecimento em um compressor alternativo de três cilindros operando com R22, encontrando que o calor transferido para o refrigerante no coletor de sucção pode aumentar entre 20 e 30% a temperatura do gás na sucção.



Dabiri e Rice (1981) analisaram o efeito do superaquecimento do gás refrigerante no evaporador, comparando suas medições com dados de modelos e tabelas fornecidos pelos fabricantes. De acordo com o esperado, observaram reduções no fluxo de massa e na capacidade de refrigeração do sistema com o aumento de temperatura na sucção do compressor. No entanto, as fórmulas fornecidas pelo fabricante apresentaram erros significativos em alguns casos, possivelmente pela falta de controle sobre alguns parâmetros de testes, tais como a velocidade do ar no lado externo da carcaça do compressor. Os autores também investigaram a influência da temperatura do ambiente externo sobre a eficiência do compressor.

Bauer et al. (1998) realizaram experimentos em coletores de admissão de um motor CI operando em diferentes rotações, com o objetivo de avaliar a troca de calor em função de diferentes parâmetros: curvatura do coletor, entrada do coletor e tipo do regime do escoamento. Na saída do coletor foram instalados sensores de fio-quente e de fio-frio para medições em regime transiente de velocidade e temperatura com o motor operando em 2750 rpm. Os autores observaram taxas de transferência total de calor elevadas mesmo durante o período em que a válvula permanece fechada.

Zend e Assanis (2003) desenvolveram uma nova correlação para a transferência de calor em coletores de admissão de motores de combustão interna, separando o ciclo de operação em duas fases, correspondentes aos períodos de abertura e fechamento da válvula de admissão.

Olczyk (2008) mediu o escoamento pulsante em coletores de admissão e descarga de motores diesel. O autor aponta que os principais problemas em uma medição transiente de temperatura são o tempo de resposta dos instrumentos e a interpretação dos sinais medidos. Em suas medições, Olczyk (2008) empregou anemômetros de fio-quente e de fio-frio, além de termopares, em uma bancada capaz de gerar escoamentos pulsantes com frequências de até 180 Hz, usando ar aquecido a uma temperatura média de 40 °C.

Morriesen e Deschamps (2009) fizeram medições de velocidade, pressão e temperatura na câmara de sucção de um compressor alternativo operando a 60 Hz com R134a. Para medições de velocidade e temperatura instantâneas, um sensor de tungstênio de 5 µm de diâmetro foi empregado. A Figura 2.2 apresenta as medições da temperatura na câmara de sucção em função do ângulo de manivela. Os autores apontam um erro inerente da inércia térmica do sensor na avaliação da temperatura e propuseram uma correção para o mesmo.

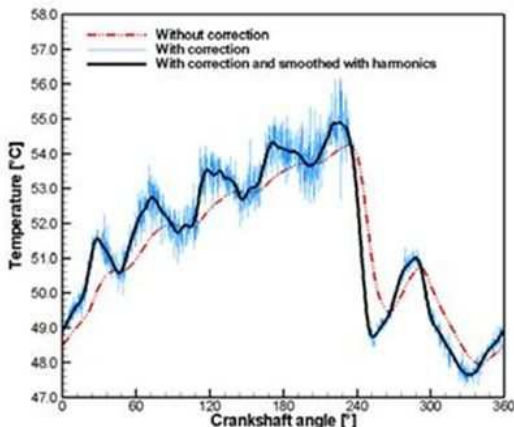


Figura 2.2- Transientes de temperatura na câmara de sucção de um compressor alternativo; reproduzido de Morriesen e Deschamps (2009).

### 2.1.2 Câmara de compressão

A determinação da transferência de calor na câmara de compressão é importante para a caracterização do estado termodinâmico do fluido refrigerante ao longo do ciclo de compressão.

Annand e Ma (1970) caracterizaram o fluxo de calor instantâneo no topo do cilindro de um motor a combustão interna. As medições foram feitas em 5 pontos na superfície, com termopares especialmente desenvolvidos para este propósito. Os resultados demonstraram que a magnitude do fluxo de calor e a sua variação durante o ciclo depende fortemente das condições locais do gás. As medições foram feitas considerando três velocidades de operação do motor: 1200, 1500 e 1800 rpm. Annand e Ma (1970) verificaram que a consideração de fluxo de calor unidimensional não é adequada e indicaram uma correção. Os autores obtiveram uma expressão para o fluxo de calor no cilindro ajustada através de uma compensação empírica da natureza transiente do problema.

Buscando identificar os mecanismos que causam perdas de eficiência isentrópica e de eficiência volumétrica, Lee e Smith (1980) realizaram medições instantâneas de temperatura no interior de um cilindro, de um compressor alternativo operando com uma frequência de 10 Hz. Para tanto, construíram um termopar do tipo K com um diâmetro de 25,4  $\mu\text{m}$ , resultando uma constante de tempo menor que 0,001 s. Lee e Smith (1980) verificaram que o fluxo de calor do gás para a parede do

cilindro não pode ser modelado com base na temperatura média do gás no cilindro, pois o fluxo de calor decorre da interação da parede com a camada adjacente de gás adjacente, cuja temperatura pode ser bastante distinta.

Prasad (1992) fez medições de temperatura no interior da câmara de compressão do primeiro estágio de um compressor de dois estágios operando em 900 rpm. O termopar empregado possuía um tempo de resposta menor do que aquele alcançado por Lee e Smith (1980), de forma a permitir a medição também durante a partida do compressor. Prasad (1992) observou que a temperatura do gás ao entrar no cilindro é inferior à do gás ainda retido no seu interior, ocasionando um grande aquecimento do gás durante a sucção. Foi ainda notado que existe uma não-uniformidade no campo de temperatura no interior do cilindro.

Hsieh e Wu (1996) realizaram medições em um compressor de refrigeração alternativo a fim de obter correlações para o fluxo de calor em compressores. Os autores utilizaram nitrogênio como fluido de trabalho em um compressor de duplo estágio com um ciclo de aproximadamente 10 segundos (6rpm). A importância do estudo da transferência de calor nesses compressores se deve à alteração significativa das propriedades do gás, tais como viscosidade e condutividade térmica. As medições do fluxo de calor foram realizadas na parede do cilindro do segundo estágio com sondas construídas a partir de termopares de superfície corroída. Os autores obtiveram uma correlação para o número de Nusselt em que o expoente do número de Reynolds é próximo a unidade, em função da forte influência da variação da densidade do fluido sobre a transferência de calor.

Em trabalho recente, Kremer et al. (2007) testaram a atomização de óleo lubrificante à baixa temperatura no interior do cilindro de um compressor alternativo, como forma de remover o calor gerado durante a compressão do gás. Com a atomização do óleo na forma de gotículas com diâmetros de dimensões micrométricas, a área de contato entre os dois fluidos é extremamente elevada, intensificando em muito a troca de calor. Por apresentar calor específico muito maior do que o do fluido refrigerante, o óleo lubrificante pode manter a temperatura da mistura óleo e refrigerante mais baixa ao longo da compressão.

## 2.2 MODELOS DE SIMULAÇÃO TÉRMICA

Nos modelos de simulação térmica é determinada a solução de um sistema de equações que permitam a previsão do perfil de

temperatura do compressor, podendo ser classificados em quatro grupos: (i) modelos de condutâncias térmicas globais, (ii) modelos de rede térmica (thermal network, TNW); iii) modelos híbridos e (iv) modelos diferenciais. Esta ordem de apresentação dos modelos reflete o aumento do detalhamento da solução, mas também da complexidade e do custo computacional.

Os modelos de simulação buscam prever a transferência de calor através de um determinado arranjo geométrico e condição de operação do compressor, usando correlações de transferência de calor obtidas através de experimentos, da literatura, ou de simulações numéricas. Esses modelos costumam ser calibrados por dados experimentais, mas modelos mais sofisticados podem, em princípio, dispensar essa calibração.

### **2.2.1 Modelos de condutâncias térmicas globais**

Os modelos com coeficientes globais utilizam coeficientes de troca de calor baseados em testes experimentais. O foco maior desses modelos é calcular o superaquecimento do gás na sucção e o calor total gerado na compressão do gás.

Meyer e Thompson (1990) utilizaram um modelo em que a equação da conservação da energia na forma integral é aplicada em diversos componentes de um compressor hermético alternativo, considerando regime permanente. As taxas de transferência de calor nos componentes foram estimadas a partir de correlações para trocas convectivas e radiativas. Segundo os autores, resultados de maior acurácia poderiam ser obtidos se os processos de transferência de calor na câmara de sucção, no cilindro e na câmara de descarga fossem mais bem modelados, incluindo o caráter transiente do fenômeno.

Shawn et al. (1991) modelaram a troca de calor um compressor de deslocamento positivo utilizando coeficientes globais para o aquecimento do gás na sucção, para o resfriamento do gás na descarga, para a geração de calor no motor elétrico e para a troca de calor com o ambiente. Além da troca de calor, a compressão e expansão de gás também foram modeladas, assim como um evaporador e condensador. Apesar do autor não detalhar no artigo como obteve os coeficientes de troca de calor, o modelo é adequado para simular diferentes condições de operação, como variações de temperatura ambiente, de eficiência do motor elétrico ou de temperatura e pressão na sucção e descarga.

Todescat et al. (1992) desenvolveram um modelo para prever a distribuição de temperatura em componentes do compressor. O modelo

necessita de cinco coeficientes globais de troca de calor como dados de entrada, os quais são obtidos de forma indireta através de balanços de energia em diferentes regiões do compressor (Figura 2.3). A taxa média de transferência de calor durante um ciclo completo é obtida e equações semelhantes àsquelas de Meyer e Thompson (1990) são aplicadas para calcular as temperaturas nos demais componentes. O autor também realizou previsões da variação de eficiência energética, consumo de energia, temperaturas internas e troca de calor em função da variação de temperatura ambiente. Embora os resultados tenham se mostrado bastante satisfatórios, o uso de coeficientes obtidos experimentalmente limita a análise do efeito de alterações geométricas do compressor.

De fato, a maior deficiência dos modelos de simulação térmica que necessitam de coeficientes globais de troca de calor é a sua incapacidade de acomodar alterações que mudem os coeficientes globais de troca de calor, como variações geométricas no compressor, variações de frequência do motor, ou de bombeio de óleo. Para obter novos coeficientes de troca de calor, é necessário realizar novos testes experimentais.



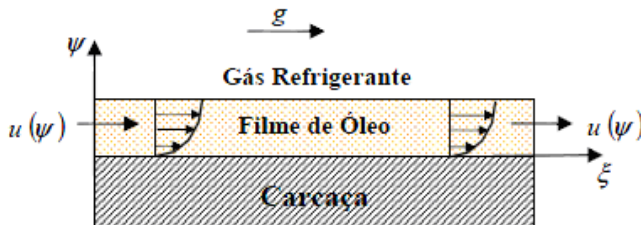


Figura 2.4 – Modelo de escoamento de filme de óleo sobre a superfície interna da carcaça; reproduzido de Pizarro (2007).

### 2.2.2 Modelos de rede térmica

Os modelos de rede térmica são conceitualmente semelhantes aos modelos de coeficientes globais, quanto às equações resolvidas numericamente para o cálculo da temperatura e do fluxo de calor em cada elemento. Ou seja, a partir da equação da conservação de energia e da conservação da massa, obtém-se um sistema de equações de fácil solução, com parâmetros não lineares sendo resolvidos iterativamente. A diferença essencial entre os modelos de rede térmica e os modelos de coeficientes globais está na forma como os coeficientes de troca de calor são obtidos. Geralmente, os modelos de coeficientes globais utilizam dados experimentais para estimar os coeficientes de troca de calor nos componentes, enquanto os modelos de circuito térmico utilizam correlações da literatura, considerando contribuições do fluxo de óleo, da radiação e da convecção forçada no interior da carcaça. Os modelos de rede térmica também utilizam mais elementos para uma maior discretização do campo de temperatura. Pelo fato de não necessitar de medições no compressor a ser modelado, o modelo de rede térmica é mais adequado para a análise de variações geométricas do compressor. No entanto, uma limitação da abordagem de rede térmica é a dificuldade de se prescrever correlações adequadas de transferência de calor para os diversos componentes do compressor, em função da falta de informações sobre o fluxo do gás e do óleo no interior da carcaça.

Padhy (1992) apresentou um modelo de rede térmica (TNW) com o mesmo princípio dos modelos globais, mas com um número bem mais elevado de volumes de controles. Por exemplo, Padhy (1992) modelou um compressor rotativo com 22 elementos térmicos (Figura 2.5), incluindo regiões de fluido e sólido e considerando tanto processos de transferência de calor por convecção como por condução. A aplicação

da conservação da massa somente nos volumes de fluido, e da conservação da energia ao redor de todos os volumes, permitiu a obtenção de um sistema de equações que foi resolvido numericamente.

Ooi (2003) aplicou o método TNW para resolver o perfil térmico de um compressor hermético alternativo, dividido em 46 elementos térmicos (Figura 2.6). O autor escolheu esses elementos de acordo com os gradientes de temperatura esperados, de forma que cada um deles estivesse o mais próximo possível da situação isotérmica. Os coeficientes de transferência convectiva de calor foram retirados da literatura, com 9 equações diferentes para o cálculo do número de Nusselt, incluindo situações como fluxo cruzado em cilindros, fluxo circular de Couette e outros. O modelo considerou a transferência de calor por radiação entre a carcaça e o ambiente externo. No entanto, a transferência de calor devido ao fluxo de óleo sobre os componentes foi desprezada devido ao baixo valor do fluxo mássico. A geração de calor por atrito foi modelada através de um fator de atrito e as perdas elétricas através da eficiência do motor elétrico. Os resultados foram comparados com medições experimentais com boa concordância. No entanto, o autor não especificou como foram determinadas as velocidades e os comprimentos característicos necessários para calcular o número de Nusselt em cada interface de elemento. Ooi (2003) ressalta que apesar dos resultados estarem de acordo com as avaliações experimentais, as simplificações geométricas necessárias e a ampla gama de correlações utilizadas podem não justificar o uso desta abordagem.

Almbauer et al. (2006) avaliou a acurácia do modelo TNW na região do cabeçote do compressor através da comparação de seus resultados para com a previsão numérica de um modelo em volumes finitos. As regiões sólidas foram discretizadas através de volumes finitos e por TNW (Figura 2.7) e adotaram as mesmas condições de contorno. Os autores verificaram boa concordância entre os campos de temperatura previstos pelos dois métodos, mas o mesmo não correndo com as funções de transferência. Os autores sugerem que o método TNW deve utilizar uma quantidade maior de elementos em regiões com gradientes elevados de temperatura.



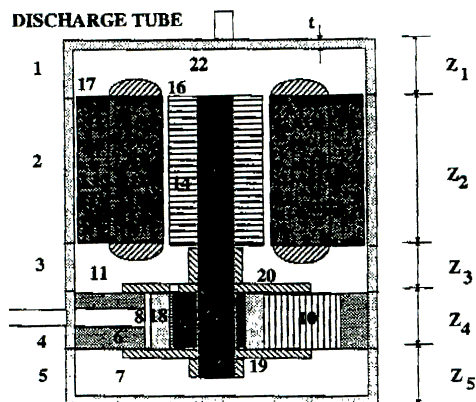


Figura 2.5 – Volumes de controle adotados no modelo de Padhy (1992).

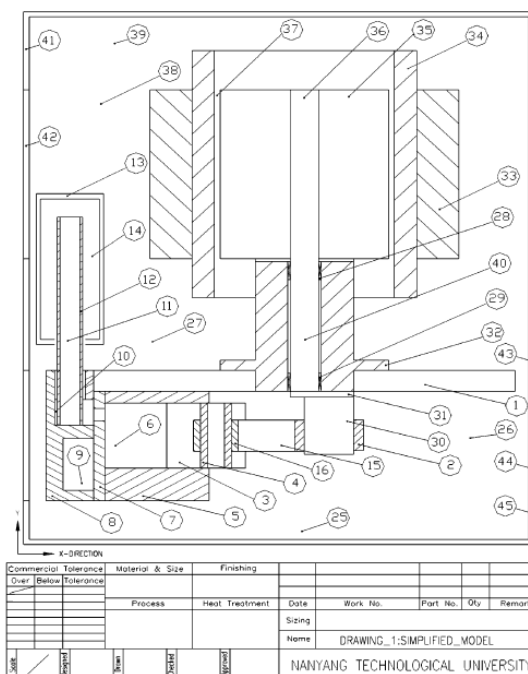


Figura 2.6 - Geometria simplificada utilizada no modelo de Ooi.

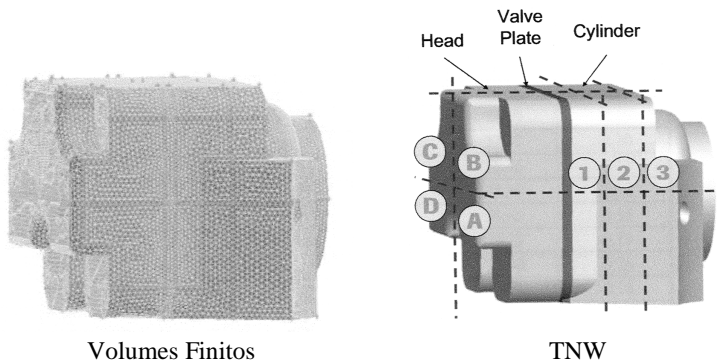


Figura 2.7 - Modelo por volumes finitos e TNW do cabeçote do compressor; reproduzido de Almbauer et al. (2006).

### 2.2.3 Modelos híbridos

O modelo híbrido resolve o campo de temperatura do compressor, combinando uma formulação diferencial para a condução em sólidos e um modelo de condutâncias térmicas globais, calibrado por dados experimentais, para convecção de calor no interior da carcaça. Este tipo de modelação é conveniente para a análise térmica de componentes de compressores, pois alia baixo custo computacional e descrição detalhada da condução de calor nos elementos sólidos.

Ribas (2007) propôs um método híbrido de simulação numérica, combinado as metodologias de capacitância global e de volumes finitos para a obtenção do perfil térmico de compressores. Primeiramente, é feita uma análise, via equações integrais da conservação de energia, para os processos de transferência de calor envolvendo o fluido refrigerante, tais como os que ocorrem no interior das câmaras de sucção e descarga e no cilindro. As temperaturas médias do fluido nesses volumes são então utilizadas como condição de contorno para a equação de energia discretizada via volumes finitos aplicada aos componentes sólidos do compressor. A troca de informação entre os dois modelos se dá através de coeficientes médios de transferência de calor nas interfaces sólido/fluido que são obtidos a partir de análises experimentais, numéricas ou através de modelos analíticos. O método híbrido se mostrou adequado para a análise do efeito de alterações geométricas e construtivas sobre o perfil térmico do compressor, com um custo computacional relativamente baixo.

Schreiner (2009) desenvolveu um modelo híbrido para um compressor alternativo de baixa capacidade. Para efeito de gerenciamento térmico, o compressor modelado possuía o motor elétrico separado do restante do kit, fazendo com que nem todo o calor gerado pelo motor fosse dissipado para o interior da carcaça. Além disso, o gás refrigerante vindo do evaporador circula sobre os componentes antes de ser admitido no muffler, resfriando os componentes e aquecendo o gás refrigerante, e o óleo refrigerante é bombeado do cárter para os mancais da manivela e biela.



Figura 2.8 – Compressor utilizado na modelagem híbrida de Schreiner (2009).

#### **2.2.4 Modelos diferenciais**

Modelos diferenciais resolvem as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, empregando centenas de milhares, ou até mesmo milhões, de volumes de controle para discretizar os domínios fluidos e sólidos do compressor.

Chikurde et al. (2002) desenvolveu um modelo diferencial para um compressor hermético com uma malha de 1,8 milhões de elementos e resolveu os campos de velocidade e temperatura. As principais simplificações utilizadas foram: a) compressão representada através de um expoente politrópico; b) ausência de radiação térmica; c) calor rejeitado no motor e em mancais modeladas como fontes volumétricas

uniformes. Fluxo de massa na linha de sucção e coeficiente de troca convectiva de calor na superfície externa foram adotados como condições de contorno.

Uma característica marcante do compressor modelado por Chikurde et al. (2002) é o trajeto do gás refrigerante desde a entrada no compressor até ser comprimido (Figura 2.9a). Ao invés de ser dirigido diretamente ao sistema de sucção, o gás é liberado sobre o estator do motor elétrico, para resfriá-lo e então succionado por um tubo coletor. Isso faz com que o campo de velocidade e temperatura no interior do compressor seja determinado principalmente pela vazão e temperatura do gás refrigerante (Figura 2.9b). Esse tipo de compressor torna-se mais fácil de modelar, pois a transferência de calor devida ao fluxo de óleo pode ser desprezada sem grandes erros, como também os movimentos do rotor, da manivela, da biela e do pistão sobre o campo de velocidades no interior da carcaça. Por esta razão, uma concordância satisfatória foi encontrada entre resultados numéricos e experimentais.

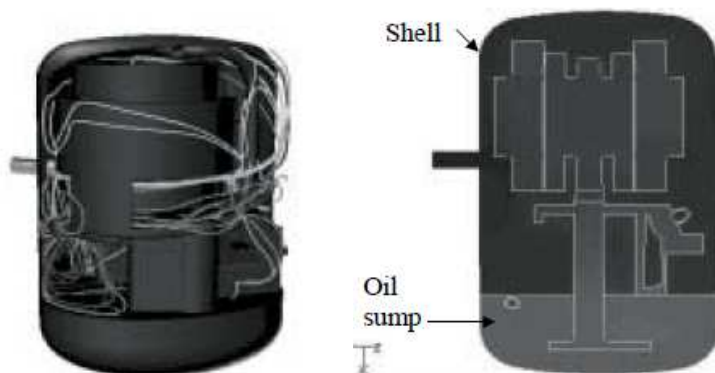


Figura 2.9 – Resultados numéricos: (a) linhas de trajetória do gás; (b) campo de temperatura; adaptado de Chikurde et al. (2002)

Raja et al. (2003) aplicou o método de volumes finitos à geometria do compressor para resolver tanto as porções de fluido como os componentes sólidos. O compressor alternativo hermético analisado pelos autores foi dividido em quatro domínios: (i) fluido refrigerante, (ii) óleo lubrificante, (iii) estator do motor elétrico e (iv) rotor do motor elétrico, acionamento mecânico e kit mecânico (Figura 2.10). Apesar de permitirem resultados de distribuição de temperaturas em qualquer

região dentro do domínio de simulação, estes modelos demandam altos custos computacionais, tornando sua aplicação proibitiva em trabalhos de otimização geométrica de compressores atualmente. Embora não existam detalhes na descrição do modelo, provavelmente o óleo foi assumido parado no cárter e em contato com o motor elétrico. No modelo de Raja et al. (2003), assume-se uma vazão média do gás através dos sistemas de sucção, com o calor gerado no processo de compressão sendo adicionado como um fluxo prescrito na parede interna do cilindro. Por outro lado, o escoamento de gás na câmara e duto de descarga não foi modelado, com a troca de calor entre gás de descarga o fluido na carcaça sendo modelada como uma fonte de calor volumétrica. Outras fontes de calor, como atrito em mancais e perda elétrica no motor, também foram modeladas como perdas volumétricas. Os resultados apresentaram uma concordância razoável com os resultados numéricos, em especial a temperatura de entrada do gás refrigerante no *muffler* de sucção e a temperatura do estator.

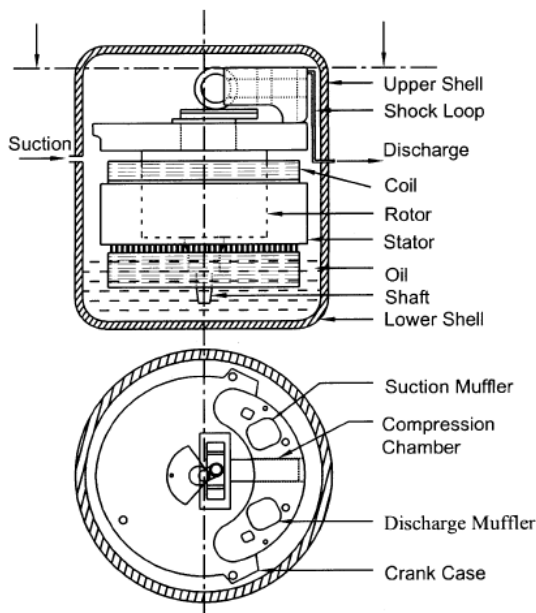


Figura 2.10 - Geometria do compressor modelado por Raja (2003).

Bivari et al. (2006) simularam termicamente o compressor (Figura 2.11), considerando a geração de calor no motor elétrico, mancais e cilindro. Por meio destas simulações, os autores obtêm dados,

tais como perda de carga no sistema de descarga e perfil de temperatura no compressor. Em compressores de refrigeração doméstica, a diferença entre a máxima e a mínima temperatura é geralmente da ordem  $130^{\circ}\text{C}$  e na simulação de Bivari et al. (2006), as maiores variações obtidas entre resultados numéricos e experimentais são da ordem  $15^{\circ}\text{C}$ . Considerando o detalhamento que modelos diferenciais podem oferecer e o aumento da capacidade de processamento computacional, conclui-se que esses tipos de modelos estão ainda em estágio preliminar de aplicação e poderão ser mais úteis em futuro não distante.

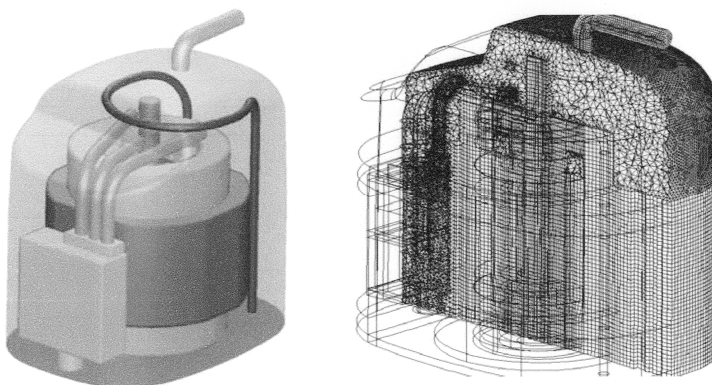


Figura 2.11. Modelo em volumes finitos do compressor avaliado por Bivari et al. (2003).

### 2.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A revisão bibliográfica apresentada neste capítulo reuniu as principais investigações experimentais e numéricas sobre transferência de calor aplicadas a compressores. Do ponto de vista de simulação, fica claro que os modelos atuais necessitam de dados experimentais para suas calibrações e ainda se encontram em estágio de desenvolvimento.

A presente dissertação objetiva o desenvolvimento de um modelo para a simulação térmica de compressores de refrigeração que permita o detalhamento das fontes de calor no compressor e a quantificação de suas contribuições sobre a redução da eficiência termodinâmica. Dentre as alternativas encontradas na literatura, observa-se que os modelos propostos por Padhy (1992) e Ooi (2003) são vantajosos, pois buscam eliminar a necessidade de dados experimentais para efeito de calibração.

Por exemplo, o modelo de Todescat et al. (1992) requer um levantamento experimental de coeficientes globais de troca de calor em diversos componentes do compressor. Assim, o modelo a ser desenvolvido seguirá a estratégia definida por Padhy (1992) e Ooi (2003). Algumas melhorias serão introduzidas no que concerne, por exemplo, ao número de volumes para representar os componentes do compressor e às correlações para cálculo de coeficientes de troca de calor por convecção. Além disto, o escoamento de óleo será também incluído no modelo de forma a melhorar a previsão do campo de temperatura do compressor.

Para os componentes do compressor em que se necessita saber o coeficiente de transferência convectiva de calor, pode-se proceder de duas formas distintas: i) uso de correlações disponíveis na literatura para geometrias simples; ii) obtenção experimental e/ou numérica de correlações em regiões de escoamento com geometrias complexas.

Dutra (2008) desenvolveu um procedimento experimental para a medição direta do fluxo de calor e temperatura em diversos componentes de um compressor de refrigeração doméstica, operando com R134a. A partir dessas medições, estimativas de coeficientes locais de transferência de calor foram obtidas em diversas regiões do compressor. Tais resultados serão utilizados para a avaliação do modelo.

Considerando o exposto, os objetivos específicos da presente dissertação são os seguintes:

- Desenvolvimento de um modelo de simulação térmica para compressores de refrigeração doméstica, com base em correlações de transferência de calor da literatura;
- Inclusão do escoamento do óleo no modelo, como forma de prever com maior acurácia o campo de temperatura;
- Validação do modelo através da comparação de seus resultados com dados experimentais;
- Análise da transferência de calor no compressor em diferentes condições de operação, visando observar diferentes variações no comportamento térmico do compressor;
- Identificação de componentes que dissipam as maiores quantidades de calor no interior do compressor.





### 3 MODELAGEM DO COMPRESSOR

Conforme detalhado no capítulo 2, o modelo de rede térmica (TNW) é uma alternativa para a simulação térmica de compressores com custo computacional baixo. O método consiste na discretização da equação da energia em diversos componentes do compressor, gerando um sistema de equações cuja solução permite a obtenção dos respectivos valores de temperatura e fluxo de calor.

O modelo TNW pode ser construído por analogia a circuitos elétricos, com diferença de temperatura, transferência de calor e condutância térmica sendo análogas a diferença de tensão, corrente e condutância elétrica, respectivamente. Além disso, fenômenos transientes, em que há variação de temperatura com o tempo, podem ser relacionados a circuitos elétricos com capacitores.

Em princípio, o modelo TNW é adequado para casos em que a condução e convecção forçada são dominantes. O método pode apresentar limitações em problemas com transferência de calor por radiação e convecção natural, uma vez que esses modos de troca de calor são descritos por equações não lineares. Além disto, a advecção de energia térmica pelo escoamento de fluido não pode ser relacionada por analogia direta a circuitos elétricos. Apesar dessas dificuldades, as equações que regem esses fenômenos podem ser manipuladas e incluídas no modelo TNW, embora o sistema de equações deixe de ser linear. Desta forma, a solução deve ser obtida através de métodos iterativos, os quais em algumas situações são de difícil convergência. Finalmente, deve ser mencionado que esta analogia não é recomendada para escoamentos com mudanças termodinâmicas complexas como, por exemplo, mudança de fase.

A formulação matemática do modelo, a discretização das equações envolvidas, as adaptações feitas para acomodar as não linearidades e o procedimento de solução são descritos a seguir.

#### 3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para qualquer elemento  $i$ , a equação da conservação da energia pode ser escrita para um volume de controle da seguinte forma:

$$\dot{Q}_i + \left( \sum_{k=1}^n \dot{m}_{k,i} \hat{h}_{k,i} \right)_{in} = \dot{W}_i + \left( \sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} \hat{h}_{j,i} \right)_{out} + \frac{d(m_i e_i)}{dt} \quad (3.1)$$

em que  $\dot{Q}_i$  e  $\dot{W}_i$  representam o calor e o trabalho associado ao elemento  $i$ . O segundo termo no lado esquerdo e no lado direito da Eq. (3.1) representa a advecção de entalpia. O terceiro termo no lado direito representa a taxa de variação da energia interna do elemento.

Assumindo regime permanente,

$$\frac{d(m_i e_i)}{dt} = 0 \quad (3.2)$$

Além disto, a compressão do gás no cilindro do compressor é modelada separadamente e, assim, o trabalho realizado em qualquer outro elemento pode ser desprezado, ou seja,

$$\dot{W}_i = 0 \quad (3.3)$$

A transferência de calor  $Q_i$  é dada pelo somatório da troca de calor entre o elemento  $i$  e os elementos vizinhos  $j$  da vizinhança:

$$Q_i = \sum_{j=1}^n H_{i,j} (T_i - T_j) \quad (3.4)$$

onde  $H_{i,j}$  é a condutância térmica entre os elementos  $i$  e  $j$ , a qual pode representar a soma das contribuições dos mecanismos de troca de calor por convecção, radiação e condução.

Na equação acima, a transferência de calor do elemento  $i$  para o ambiente ou outro elemento  $j$  é considerada negativa e vice-versa. Termos fontes  $S_i^f$  devido à geração de calor por fricção nos mancais, perda ôhmica no motor e pelo processo de compressão são positivos.

Uma forma conveniente de tratar a transferência de calor por advecção através das fronteiras dos elementos é representá-la como uma fonte de calor nos elementos sólidos, através da seguinte equação:

$$\left( \sum_{k=1}^n \dot{m}_{k,i} c_{pi} T_{k,i} \right)_{in} - \left( \sum_{j=1}^n \dot{m}_{j,i} c_{pi} T_{j,i} \right)_{out} = S_i^a \quad (3.5)$$

em que  $c_p$  é o calor específico a pressão constante do fluido,  $T$  é a temperatura de entrada ou saída do fluido e  $S_i^a$  é o calor recebido por advecção do fluido que atravessa as fronteiras do elemento.

No caso em que os calores específicos na entrada e na saída do volume de controle são diferentes, torna-se necessário as suas avaliações através do uso de tabelas ou correlações para a entalpia em função da temperatura. Desta forma, o termo fonte de calor deixa de ter uma dependência linear em relação às temperaturas de entrada e saída do fluido, requerendo cuidados na solução numérica do sistema de equações.

Assim, considerando os termos fontes  $S_i^f$  e  $S_i^a$ , a equação de energia assume a seguinte forma:

$$S_i^a + S_i^f = \sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_i - T_j) \quad (3.6)$$

A figura 3.1 detalha melhor a equação (3.6); no volume de controle há duas fontes de calor ( $S_i^f$  e  $S_i^a$ ) e o volume de controle possui quatro vizinhos, com os quais troca calor.

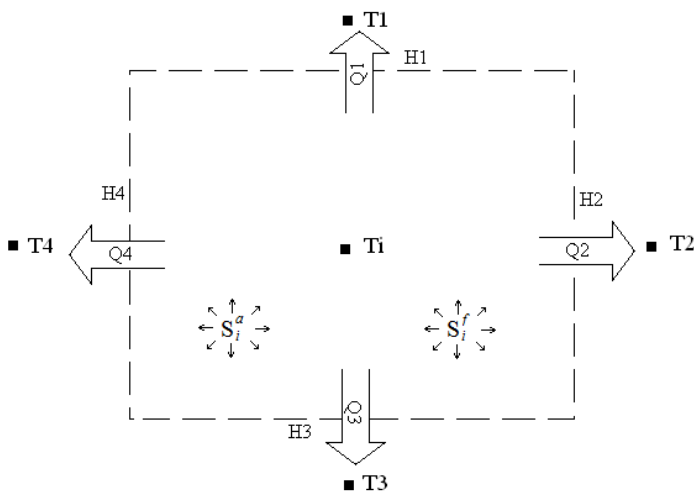


Figura 3.1: Ilustração da equação (3.6)

Em casos em que a temperatura dos fluidos que escoam através do volume de controle é conhecida, a equação acima pode ser resolvida diretamente. No entanto, no caso mais comum em que a temperatura de saída dos fluidos é função da interação destes com o elemento sólido, é necessário modelar a troca de calor entre os fluidos e o elemento sólido.

O termo de fonte de calor por advecção é função da temperatura na interface do volume de controle, a qual poderia ser obtida por interpolação. No entanto uma modelagem mais robusta é o uso de uma malha segregada, com a temperatura dos fluidos determinada na interface dos elementos sólidos que contém o fluido.

O elemento sólido, com o qual o fluido troca calor, é suposto com temperatura constante e homogênea sobre sua superfície. Com referência à figura 3.2, a variação de entalpia do fluido é avaliada a partir da transferência de calor entre o escoamento e um tubo com temperatura constante.

$$T_2 = T_w + (T_1 - T_w)e^{-(h\pi DL_{12})/(\dot{m}c_p)} \quad (3.7)$$

em que  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas do fluido no início e no final do segmento,  $T_w$  é a temperatura do elemento sólido,  $h$  é o coeficiente de transferência convectiva de calor entre o fluido e o tubo,  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $L_{12}$  é o comprimento do tubo,  $\dot{m}$  é a vazão mássica do escoamento e  $c_p$  é a calor específico à pressão constante do fluido.

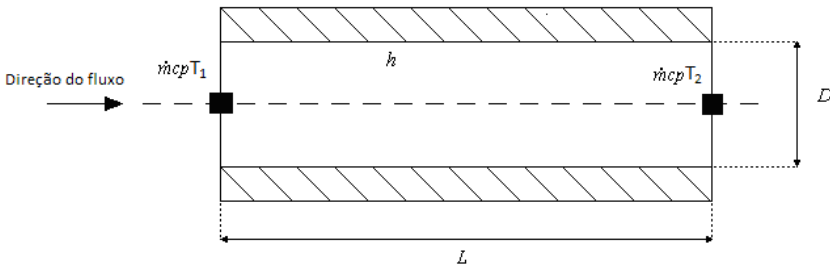


Figura 3.2 - Esquema segregado para modelo de advecção

Conforme o fluido escoia sobre o sólido, há troca de calor entre o fluido e o sólido, em analogia a trocadores de calor industriais. De acordo com a equação 3.7, o fluido tende a entrar em equilíbrio térmico

com o sólido, cessando a troca de calor depois de um determinado comprimento.

A figura 3.3 apresenta a diferença de temperatura entre o fluido e o sólido em função da distância. Para uma análise adimensional, a diferença de temperatura é dividida pela diferença de temperatura inicial

$T_1 - T_w$  e a distância é dividida pelo fator  $(\dot{m}c_p)/(h\pi D)$ . É possível observar que depois de uma distância adimensional de 5, a diferença de temperatura entre o fluido e o sólido é muito pequena e eles podem ser considerados em equilíbrio térmico.

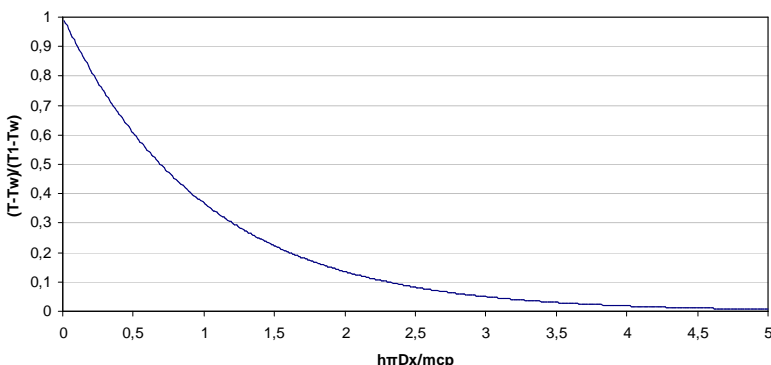


Figura 3.3 – Temperatura em função da distância para troca de calor advectiva.

Na equação 3.7, o termo  $\pi DL_{1-2}$  representa a área de troca de calor. No caso em que o sólido não é um tubo, o termo  $\pi DL_{1-2}$  pode ser substituído pela área da superfície em que o fluido e o sólido trocam calor.

Com geometria, coeficiente de troca de calor, vazão, propriedades do fluido e temperatura de entrada do fluido definidos, é possível determinar a temperatura de saída do fluido através da equação 3.7. É então possível determinar também o calor trocado através da equação 3.5, e a influência do escoamento do fluido sobre o sólido.

Esse modelo da transferência de calor por advecção, apesar de correto fisicamente, gera um sistema de equações cujo procedimento de solução numérica é instável, pois adiciona um termo fonte à equação do elemento sólido que é função da própria temperatura do elemento

sólido. Assim, torna-se necessária o uso de fatores de sub-relaxação na solução dos sistemas que envolvem advecção.

### 3.2 CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO COMPRESSOR

As temperaturas dos diversos componentes de um compressor afetam as suas eficiências volumétrica e isentrópica, bem como a lubrificação hidrodinâmica nos mancais. Apesar da importância de se prever essa distribuição de temperatura, o fenômeno da transferência de calor deste tipo de aplicação é de difícil modelação, sendo influenciado pela eficiência do motor elétrico, pelo atrito viscoso nos mancais, além do escoamento de fluido refrigerante e de óleo lubrificante.

Um compressor de refrigeração doméstica EMBRACO, modelo EGX90HLC, foi adotado para simulação térmica. Este compressor utiliza o fluido refrigerante R134a e consome 150 W quando operando em condições de temperaturas de evaporação e de condensação iguais a  $-23.3^{\circ}\text{C}$  e  $40.5^{\circ}\text{C}$ .

Com referência à geometria do compressor mostrada na figura 3.4, o fluido refrigerante, vindo do evaporador, entra no compressor através do passador de sucção e, após passar pela câmara e tubos do *muffler* de sucção, é admitido no cilindro e então comprimido pela ação do pistão. Ao final da compressão, o fluido é descarregado no sistema de descarga com temperatura e pressão elevadas. A câmara de descarga é conectada aos volumes de Helmholtz, que diminuem a pulsação do fluxo de descarga. Após os volumes de Helmholtz, o fluido refrigerante entra no tubo *bundy* e é direcionado ao passador de descarga do compressor, sendo então levado ao condensador. Um motor elétrico move o eixo que aciona o mecanismo de compressão e que também atua uma bomba para levar óleo lubrificante às partes superiores do compressor.

No modelo TNW, a geometria complexa do compressor é representada por meio de uma associação de vários elementos de geometrias simplificadas, visando permitir o uso de correlações de transferência de calor disponíveis na literatura. Apesar dessa simplificação geométrica, parâmetros como área superficial e volume foram mantidos com seus valores originais na simulação térmica do compressor.

Neste trabalho, a equação da conservação da energia é aplicada e resolvida numericamente em 63 elementos geométricos simplificados do compressor, indicados na figura 3.5 e identificados na tabela 3.1, com o

emprego de um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Na figura 3.5, o valor entre parênteses é o número do elemento. Assume-se o regime plenamente cíclico do compressor e os processos de compressão e de transferência de calor são resolvidos de forma acoplada.

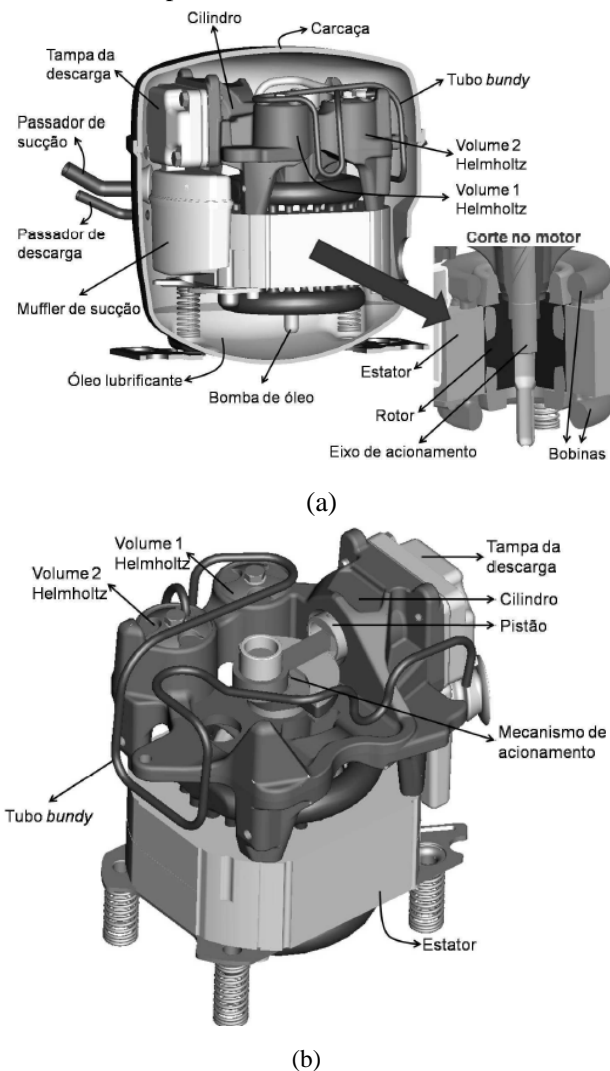


Figura 3.4 Compressor EGX90HLC: (a) Vista lateral em corte e detalhe do motor; (b) vista isométrica.

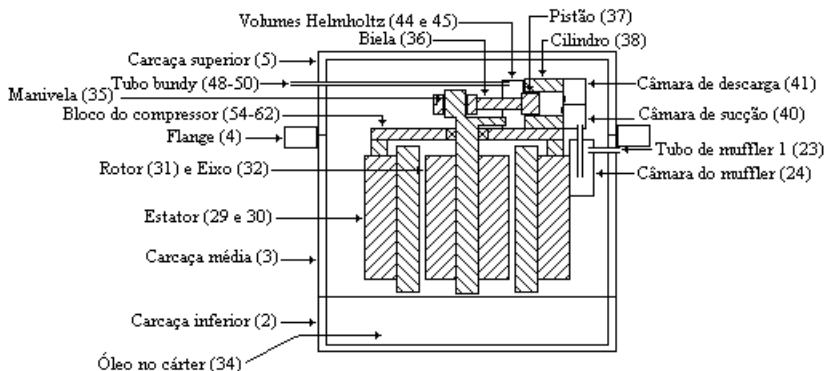


Figura 3.5 Componentes simplificados do compressor usados no modelo

O bloco de compressor é uma peça de ferro fundido que suporta os componentes da parte superior do compressor. Os elementos de número 54 a 62 compõem o bloco do compressor, sendo que os elementos 54, 55 e 56 representam a base horizontal do bloco; os elementos 57 a 60 representam os elementos verticais que apóiam o bloco sobre o estator; o elemento 61 representa uma aleta lateral do bloco e o elemento 62 é o mancal que suporta o eixo motriz.

Os fluidos em advecção são representados por uma malha segregada: no caso do óleo, elementos 8-21; no caso do gás refrigerante na linha de sucção, elementos 22, 26-28 e 43; e no caso do gás refrigerante na linha de descarga, 42, 46, 47 e 51-53. O nome do elemento de fluido se refere ao fluido que sai do componente sólido: por exemplo, o elemento 9 (óleo no eixo) se refere ao óleo que sai do eixo.

Os fluidos em advecção e essa decisão de nomenclatura serão discutidos com mais detalhe na seção 3.5.



Tabela 3.1: Elementos utilizados para modelar o compressor.

Elemento		Elemento	
1	Ambiente externo	33	Gás entre rotor e estator
2	Carcaça inferior	34	Contrapeso
3	Carcaça média	35	Manivela
4	Flange	36	Biela
5	Carcaça superior	37	Pistão
6	Gás na região média	38	Cilindro
7	Gás na região superior	39	Gás na descarga
8	Óleo no cárter	40	Câmara de sucção
9	Óleo no eixo	41	Câmara de descarga
10	Óleo sob a carcaça sup.	42	Gás na câmara de descarga
11	Óleo sobre carcaça lat.	43	Gás na câmara de sucção
12	Óleo sobre tubo bundy	44	Volume Helmholtz 1
13	Óleo sobre Helmholtz 1	45	Volume Helmholtz 2
14	Óleo sobre Helmholtz 2	46	Gás dentro do Helmholtz 1
15	Óleo sobre elemento bloco 1	47	Gás dentro do Helmholtz 2
16	Óleo sobre elemento bloco 2	48	Tubo bundy (seção 1)
17	Óleo sobre elemento bloco 3	49	Tubo bundy (seção 2)
18	Óleo sobre cilindro	50	Tubo bundy (seção 3)
19	Óleo sobre câmara descarga	51	Gás dentro do tubo bundy 1
20	Óleo sobre muffler	52	Gás dentro do tubo bundy 2
21	Óleo sobre estator	53	Gás dentro do tubo bundy 3
22	Gás no passador de sucção	54	Elemento do bloco 1
23	Tubo de muffler 1	55	Elemento do bloco 2
24	Câmara do muffler	56	Elemento do bloco 3
25	Tubo de muffler 2	57	Aleta 1
26	Gás dentro do tubo 1	58	Aleta 2
27	Gás dentro da câmara	59	Aleta 3
28	Gás dentro do tubo 2	60	Aleta 4
29	Elemento de ferro do estator	61	Aleta 5
30	Elemento de cobre do estator	62	Mancal
31	Rotor	63	Gás dentro do cilindro
32	Eixo		

### 3.3 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Dentro da carcaça do compressor, os principais modos de transferência de calor são condução e convecção. Transferência de calor por radiação não é considerada porque, a convecção forçada e a condução em metais são dominantes nos componentes internos do compressor. No entanto, no lado externo da carcaça a convecção e a radiação são consideradas.

A transferência de calor por condução é expressa matematicamente através da seguinte relação:

$$\dot{Q}_{i,j} = \frac{k_{i,j} A_{i,j} (T_i - T_j)}{\Delta x_{i,j}} \quad (3.8)$$

onde  $k_{i,j}$  é a condutividade térmica do material na superfície  $A_{i,j}$  entre os elementos  $i$  e  $j$  através da qual ocorre a transferência de calor e  $\Delta x_{i,j}$  é a distância entre os elementos. Os parâmetros geométricos podem ser obtidos de desenhos de projeto do compressor.

A transferência convectiva de calor é expressa pela lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{i,j} = h_{i,j} A_{i,j} (T_i - T_j) \quad (3.9)$$

onde o coeficiente de troca convectiva de calor,  $h_{i,j}$ , deve ser obtido de alguma correlação da literatura, como será detalhado na seção 3.4.

A troca de calor por radiação térmica assume troca de calor entre uma pequena superfície e um invólucro muito maior

$$\dot{Q}_{i,j} = \varepsilon \sigma A_{i,j} (T_i^4 - T_j^4) \quad (3.10)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann e  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície  $A_{i,j}$ .

Considerando as expressões anteriores, as condutâncias térmicas de condução, convecção e radiação podem ser escritas da seguinte forma:

$$H_{i,j} = \frac{k_{i,j} A_{i,j}}{\Delta x_{i,j}} \quad (3.11)$$

$$H_{i,j} = h_{i,j} A_{i,j} \quad (3.12)$$

$$H_{i,j} = \varepsilon \sigma (T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2) A_{i,j} \quad (3.13)$$

Em situações em que há dois ou mais modos de transferência de calor entre elementos, as condutâncias podem ser convertidas em uma condutância equivalente, por analogia a sistemas elétricos.

### 3.4 CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As geometrias dos componentes do compressor foram simplificadas para elementos com formas geométricas simples, tais como tubos retos, cilindros, discos e placas planas, de forma que coeficientes de troca convectiva de calor pudessem ser obtidos da literatura.

As correlações para a determinação de coeficientes de troca convectiva de calor são expressas em função do número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V_c L_c}{\mu} \quad (3.14)$$

em que  $\rho$  e  $\mu$  são a densidade e a viscosidade do fluido, respectivamente. Os parâmetros  $V_c$  e  $L_c$  são a velocidade e o comprimento característicos do escoamento.

O comprimento característico  $L_c$  é escolhido como a menor dimensão entre o comprimento do elemento na direção do escoamento e o comprimento associado à seção perpendicular ao escoamento. Assim, em escoamentos no interior de dutos, o diâmetro interno é o comprimento característico do escoamento, enquanto em escoamentos externos a menor dimensão do elemento sólido é o comprimento característico.

A velocidade característica do escoamento é o parâmetro mais difícil de estimar dentro da carga do compressor, devido à escassez de dados experimentais. Assim, a velocidade foi tomada como sendo uma fração da velocidade da manivela, pois a mesma é a indutora da convecção forçada. Quanto mais próximo um elemento está posicionado da manivela, maior essa fração. Para escoamento interno, a velocidade

foi calculada com base na vazão mássica (5,9 kg/h) e na densidade do fluido.

O número de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.15)$$

nas correlações dos coeficientes de troca convectiva de calor é uma razão entre as difusividades de quantidade de movimento,  $\nu (= \mu/\rho)$ , e térmica,  $\alpha (= k/\rho c_p)$ .

As correlações determinam um número de Nusselt para cada caso de transferência de calor. O número de Nusselt é definido como

$$\text{Nu} = \frac{hL_c}{k_f} \quad (3.16)$$

em que  $h$  é o coeficiente de troca de calor e  $k_f$  é a condutividade do fluido. O número de Nusselt é assim uma razão entre a transferência de calor por convecção,  $h$ , e a transferência de calor por condução no caso de fluido estático,  $k_f / L_c$ . Em casos em que um fluido escoar sobre superfícies sólidas, o número de Nusselt é sempre maior do que um.

A condutância de calor entre os elementos pode então ser determinada através da seguinte equação:

$$H_{i,j} = A_{i,j} \text{Nu} \frac{k_f}{L_c} \quad (3.17)$$

em que  $A$  é a área em que ocorre a convecção.

As correlações adotadas para a previsão da troca de calor são apresentadas a seguir, de acordo com o tipo de geometria do elemento modelado.

### a) Superfícies planas

A maioria dos coeficientes de troca de calor foi modelada como escoamento turbulento forçado sobre placa plana, com cuidado durante a

escolha dos valores de velocidade e comprimento característicos do escoamento. A relação para esta condição de escoamento é:

$$Nu_L = 0,037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

### **b) Escoamento externo sobre tubo (tubo bundy)**

Esse é o caso de fluxo externo sobre um tubo, perpendicular ao eixo do tubo.

$$Nu = \frac{0,3 + (0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3})}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4} [1 + (Re/282000)^{5/8}]^{4/5}} \quad (3.19)$$

### **c) Escoamento interno em tubos (tubo bundy, tubos internos do muffler)**

A transferência de calor foi modelada como um fluxo através de um tubo circular, com parede de temperatura constante, e a temperatura do gás foi calculada no final do correspondente elemento sólido.

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.20)$$

A variação de temperatura do fluxo, desde o início até o final de cada segmento é avaliada da Eq. (3.7). O calor recebido pelo tubo foi modelado como uma fonte de calor, com a mesma taxa que a variação de entalpia do fluido.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_1 - T_2) \quad (3.21)$$

A introdução dessa quantidade como termo fonte nas equações dos diversos elementos pode gerar instabilidades numéricas. Por esta razão, adotou-se um fator de sub-relaxação  $\alpha = 0,1$  na atualização da temperatura em cada iteração.

$$T = (1 - \alpha) T_{old} + \alpha T_{new} \quad (3.22)$$

As temperaturas de gás mostradas na seção de resultados são as temperaturas de saída do gás, ou seja,  $T_2$ , enquanto a temperatura do tubo *bundy* mostrada é a temperatura de toda a seção. Para levar em consideração os gradientes de temperatura no tubo, este foi dividido em três partes de igual comprimento.

**d) Escoamento interno em volumes (muffler, câmara de sucção, câmara de descarga e volumes Helmholtz)**

Esses coeficientes foram modelados como fluxo através de um tubo retangular de temperatura constante, no entanto como o escoamento ocorre na forma de um jato, o numero de Reynolds foi multiplicado por 12 na câmara de descarga e por 4 nos volumes Helmholtz e no interior do muffler.

$$Nu = 0,023(12 Re)^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3.23)$$

$$Nu = 0,023(4 Re)^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3.24)$$

Nesse modelo, a câmara de sucção é uma câmara simples, no entanto, no compressor testado experimentalmente há uma extensão do *muffler* que direciona o escoamento até a válvula de sucção, de forma que a velocidade na câmara de sucção é menor. O coeficiente utilizado foi então

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.25)$$

**e) Entre a carcaça e o ambiente externo**

É importante notar que a bancada experimental, cujos resultados são comparados com os desse modelo, utiliza um ventilador com difusor para manter constante a temperatura dentro da caixa de teste. Assim o campo de velocidades em torno da carcaça não é devido à convecção natural, mas convecção forçada.

$$Nu_L = 0,037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.26)$$

No entanto, os coeficientes de troca de calor obtidos desse modo são relativamente pequenos, sendo importante levar em consideração a transferência de calor por radiação, avaliada pelo coeficiente:

$$h_{r,i,\infty} = \varepsilon\sigma(T_i + T_\infty)(T_i^2 + T_\infty^2) \quad (3.27)$$

O coeficiente de transferência de calor final, entre a carcaça e o ambiente, é a soma dos coeficientes obtidos das equações (3.26) e (3.27).

#### **f) Entre o estator e o muffler de sucção:**

O *muffler* de sucção é separado do estator por apenas 2 mm, assim a velocidade de escoamento nessa região é muito pequena. Desta forma, assumiu-se que a transferência de calor ocorre por condução e radiação, ou seja, adotam-se os seguintes coeficientes de troca de calor:

$$h_{i,j} = k / L_c \quad (3.28)$$

$$h_{r,i,\infty} = \varepsilon\sigma(T_i + T_\infty)(T_i^2 + T_\infty^2) \quad (3.29)$$

Uma lista completa de correlações de troca de calor, propriedade de fluidos, velocidades características, comprimentos característicos e áreas de troca de calor está presente no Anexo A.

### **3.5 FLUXOS DE MASSA E FONTES DE CALOR**

Do ponto de vista da transferência de calor, é importante observar os fluxos de massa e fontes de calor no sistema. O fluido refrigerante entra no compressor a baixa temperatura e absorve calor até ser admitido na câmara de compressão. Após o processo de compressão, o fluido refrigerante alcança uma temperatura maior do que em qualquer outro ponto do sistema e ao longo de seu trajeto rejeita calor no interior da carcaça até sair do compressor.

A circulação de óleo, além de sua função de lubrificante, também tem um papel importante no resfriamento dos componentes do compressor. Por exemplo, ao passar pelo eixo e pelos componentes, o óleo absorve calor e o entrega ao ser direcionado como um jato na parte

superior e escorrer pelas laterais da carcaça, e demais componentes, no seu retorno ao cárter na região inferior.

O motor elétrico é uma fonte relevante de calor, bem como os mancais do eixo principal, secundário, biela e pistão. Nesse modelo, o calor trocado entre o gás dentro do cilindro e o cilindro também foi modelado como uma fonte de calor no cilindro.

### 3.5.1 Compressão do gás refrigerante

A compressão do gás no interior da câmara de compressão foi modelada como uma compressão politrópica. As válvulas são consideradas ideais e, assim, durante o processo de sucção a pressão no interior do cilindro permanece constante. De modo similar, uma vez que a pressão de descarga é atingida, a pressão no cilindro permanece constante até o final do processo de descarga.

O processo politrópico é definido como

$$Pv^n = C \quad (3.30)$$

em que  $P$  é a pressão instantânea do gás no interior do cilindro,  $v$  é o volume específico instantâneo do gás,  $n$  é o coeficiente politrópico e  $C$  é uma constante que representa o estado inicial do processo.

Em compressores, o coeficiente politrópico possui um valor intermediário entre 1 e o coeficiente de expansão adiabática do gás  $\gamma$ , que é definido como

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.31)$$

O coeficiente politrópico representa o desvio em relação à condição adiabática devido à troca de calor com o cilindro. No caso em que  $n$  é menor do que  $\gamma$ , a variação de pressão é menor, para uma mesma variação de volume específico, em comparação com a compressão adiabática.

O trabalho realizado pelo pistão sobre o gás é definido como

$$W = \oint p dV \quad (3.32)$$



em que  $f$  é a frequência de operação do compressor, e a integral cíclica representa o trabalho realizado sobre o gás em um ciclo de compressão.

A viscosidade e condutividade térmica do gás variam significativamente durante a compressão e, portanto, suas propriedades são recalculadas a cada passo de tempo.

Com o estado termodinâmico do gás determinado ao longo do ciclo de compressão, a transferência de calor do gás para o cilindro pode ser calculada com a correlação de transferência de calor proposta por Annand (1970) multiplicada pelo fator 0,26:

$$Nu_D = 0,26 Re^{3/4} \quad (3.33)$$

Nesse caso específico, é razoável calcular a transferência de calor baseado na compressão politrópica porque a taxa de energia recebida pelo gás através do trabalho de compressão é uma ordem de grandeza maior do que a transferência de calor, significando que a temperatura dentro da câmara de compressão é determinada principalmente pelo processo de compressão.

O calor absorvido ou emitido pelo gás durante a compressão é então modelado como uma fonte de calor para o cilindro. A temperatura do gás de descarga é determinada como a temperatura de descarga do processo de compressão politrópica, já que o coeficiente de expansão politrópico leva em consideração a troca de calor com o cilindro.

### 3.5.2 Bombeamento de óleo e escoamento do gás refrigerante

O óleo tem um importante papel na transferência de calor no compressor, pois possui uma capacidade calorífica muito maior do que o gás refrigerante. Desse modo até mesmo pequenos fluxos de massa podem carregar uma grande quantidade de calor.

O processo de lubrificação do compressor é realizado com o bombeamento de óleo através de um dispositivo de ação centrífuga montando na base do eixo motriz (figura 3.6). Através de canais internos no eixo, o óleo é levado às regiões superiores. Após sair do eixo, o óleo se separa em duas correntes: parte dele (76%) vai diretamente para a carcaça superior e outra parte vai para o kit e tubo bundy (24%), de acordo com Pizarro (2007). Essas duas porções de óleo retornam ao cárter, onde ocorre troca de calor com a superfície da carcaça. O

escoamento de óleo é tratado como apenas um no cárter e no eixo, e separadamente em cada caminho divergente que o óleo toma.

O fluxo de óleo carrega calor a partir do eixo, do bloco do compressor e do cilindro para a carcaça superior e o cárter, contribuindo para temperaturas menores no bloco do compressor (figura 3.6). No entanto, deve ser mencionado que calor é absorvido pelo óleo que cai sobre o tubo *bundy* e sobre a câmara de descarga, contribuindo no sentido inverso, ou seja, aumento de temperatura interna do compressor (figura 3.7).

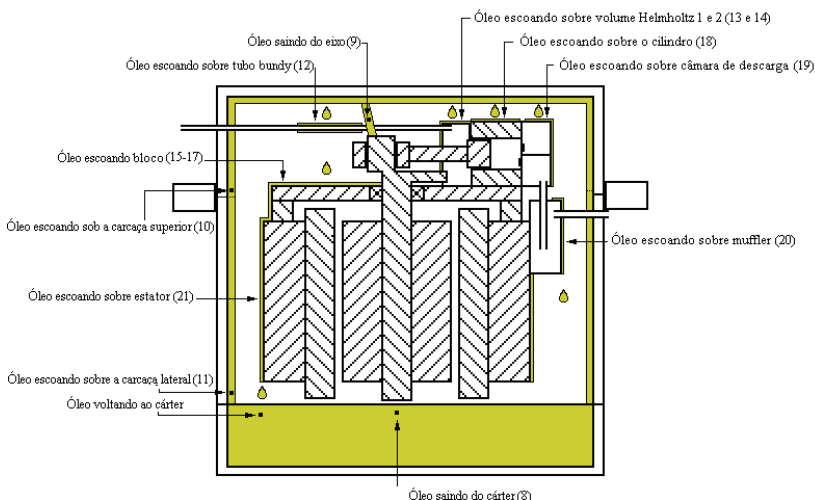


Figura 3.6 - Malha segregada para o escoamento de óleo.

As figuras 3.6 e 3.7 representam o escoamento de óleo utilizado no modelo. O óleo presente no cárter é bombeado através do eixo, e após trocar calor com o eixo, é distribuído para vários componentes na parte superior do compressor: carcaça superior, tubo bundy, volumes Helmholtz 1 e 2, o bloco do compressor (elementos 1, 2 e 3), o cilindro e a câmara de descarga. A carcaça superior recebe 76% do fluxo de óleo e cada outro elemento recebe 3%.

O óleo sob a carcaça superior, após trocar calor com a carcaça superior, escoar para a carcaça lateral; o óleo sobre o tubo bundy escoar diretamente de volta para o cárter; o óleo na câmara de descarga escoar para o muffler; e o restante escoar para o estator.

As correntes de óleo sobre a carcaça lateral, sobre o estator e sobre o muffler então retornam ao cárter. O óleo então troca calor com a carcaça inferior e é novamente bombeado para o eixo.

A transferência de calor devido ao fluxo de óleo foi modelada como sendo um fluxo sobre parede de temperatura constante, da mesma forma que a transferência de calor no tubo *bundy*. O coeficiente de troca de calor utilizado, no entanto, foi o de escoamento laminar forçado sobre uma placa plana.

$$Nu_L = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.34)$$

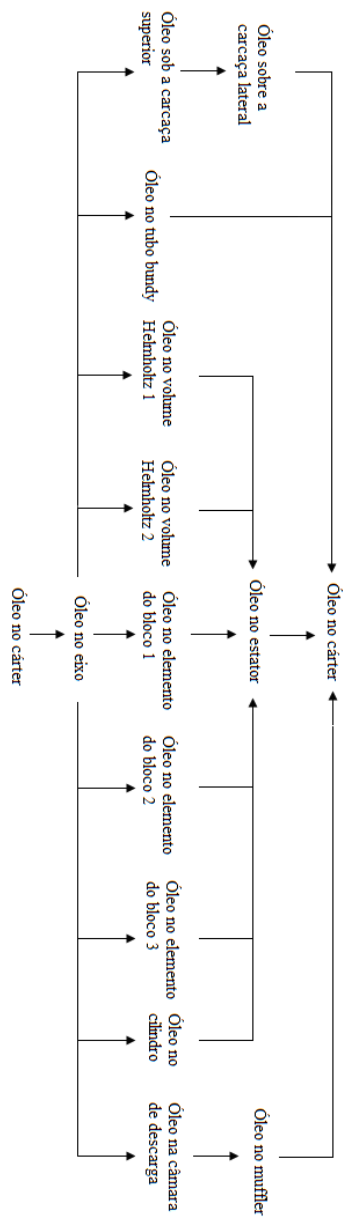


Figura 3.7 - Diagrama dos fluxos de óleo

O coeficiente de transferência de calor entre o óleo e o eixo foi calculado de acordo com a correlação proposta por Janssen e Hoogendoorn (1978):

$$Nu_L = \left( \frac{0,32 + 3d/D}{0,86 - 0,8d/D} \right) Re^{1/2} Pr^{1/3} (d/D)^{0,14+0,8d/D} \quad (3.35)$$

O escoamento de óleo foi modelado com uma malha segregada em relação aos componentes sólidos com os quais troca calor. O calor resultante é entregue ao elemento sólido como uma fonte de calor interna.

No modelo TNW do presente trabalho, o óleo não troca calor com o gás refrigerante. Embora fosse mais consistente adicionar essa troca de calor, observa-se que nas regiões onde o óleo está em contato com o gás refrigerante e com um sólido que o coeficiente de troca de calor entre o elemento sólido e o óleo é muito maior do que entre o óleo e o gás refrigerante, assim é razoável supor que o óleo entra em equilíbrio térmico com a superfície sólida. Isso ocorre devido à pequena espessura da camada de óleo sobre os componentes sólidos.

Pela figura 3.8,  $h_1$  é muito maior que  $h_2$  e o óleo está numa temperatura muito próxima da temperatura do sólido. O calor absorvido pelo óleo, através de convecção com o gás refrigerante, é direcionado imediatamente para o sólido. Assim é possível dizer que o sólido troca calor diretamente com o gás refrigerante.

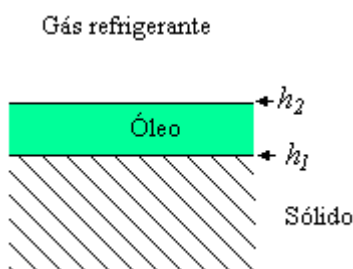


Figura 3.8 – Troca de calor entre gás refrigerante, óleo e sólido.

O escoamento de gás refrigerante também foi modelado com malhas segregadas. Por possuírem propriedades termodinâmicas muito diferentes, o escoamento na sucção e o escoamento na descarga estão em malhas separadas, conectadas pelo cilindro (figuras 3.9 e 3.10).

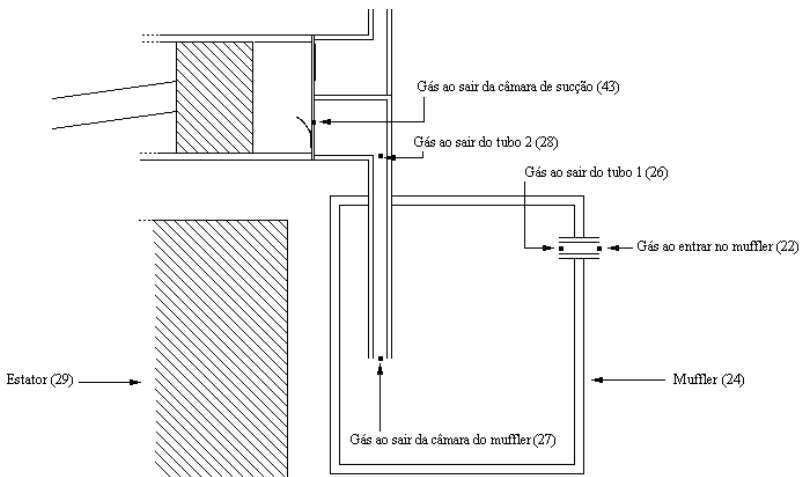


Figura 3.9 - Malha segregada para o escoamento do gás refrigerante na sucção.

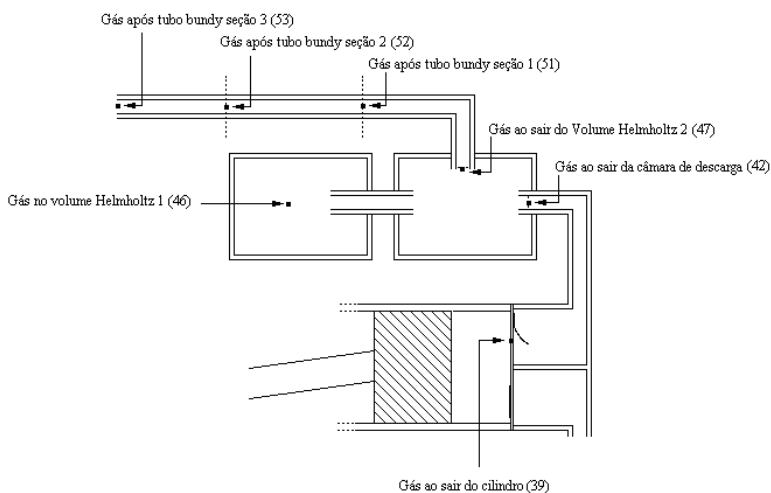


Figura 3.10 - Malha segregada para o escoamento do gás refrigerante na descarga.

O gás refrigerante entra no mufller pelo tubo 1, com uma temperatura inicial que é uma condição de contorno do modelo. O gás troca calor com este, então é encaminhado para a câmara do mufller.

Após trocar calor com o muffler, o gás é encaminhado para o tubo 2 e então para a câmara de sucção. O gás é então admitido para o cilindro; esse é um ponto de acoplamento com o sistema segregado de compressão.

Após sofrer o processo de compressão, o gás é direcionado para a câmara de descarga. A temperatura do gás nesse ponto é determinada pelo sistema segregado de compressão. O gás troca calor com a câmara de descarga e segue então para os volumes Helmholtz. Após trocar calor com estes, é direcionado para o tubo bundy (dividido em três seções). Ao final do tubo bundy, o gás sai do compressor e segue para o condensador.

### 3.5.3 Geração de calor em mancais e motor elétrico

Na avaliação da geração de calor em mancais, admitiu-se que a eficiência mecânica é de 85%. Desta forma, 15% da potência fornecida pelo motor elétrico é dissipada nos mancais.

O motor elétrico também gera calor devido a perdas ôhmicas e esta geração pode ser calculada através de valores de eficiências indicadas na literatura. No presente trabalho, assumiu-se uma eficiência elétrica de 87% para o motor.

Conhecendo-se o trabalho entregue ao gás na câmara de compressão e as perdas do sistema elétrico e mecânico, a potência elétrica consumida pelo compressor pode ser calculada.

O calor emitido ou absorvido pelo gás durante a compressão é modelado como uma fonte de calor no cilindro, como explicado anteriormente.

## 3.6 CONSTRUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES

Após as simplificações realizadas, a equação de conservação da energia tornou-se

$$S_i^a + S_i^f = \sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_i - T_j) \quad (3.36)$$

Essa equação pode ser expressa da seguinte forma

$$\sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_i) - \sum_{j=1}^n H_{i,j}(T_j) = S_i^a + S_i^f \quad (3.37)$$

O sistema de equações pode então ser arranjado em uma matriz e solucionado com os métodos disponíveis na literatura. Apesar de não ser o mais recomendado para a solução dessa matriz, o método iterativo foi utilizado.

A equação 3.13 demonstra um exemplo de matriz com três elementos.

$$\begin{pmatrix} H_{1,2} + H_{2,3} & -H_{1,2} & -H_{1,3} \\ -H_{1,2} & H_{1,2} + H_{2,3} & -H_{2,3} \\ -H_{1,3} & -H_{2,3} & H_{1,3} + H_{2,3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_1^a + S_1^f \\ S_2^a + S_2^f \\ S_3^a + S_3^f \end{pmatrix} \quad (3.38)$$

A partir das condutâncias entre os elementos, fontes de calor e esquemas de advecção de fluido, é possível então construir o sistema de equações de redes termais.

### 3.7 SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES

O procedimento de solução do sistema numérico resultante do modelo descrito está ilustrado no fluxograma da figura 3.11.

Inicialmente, o modelo deve receber dados de entrada e algumas estimativas iniciais de temperatura, as quais são corrigidas conforme o procedimento iterativo converge para a solução em regime permanente.

Na sequência, calculam-se as condutâncias e o fator  $\dot{m}c_p$ , para que seja possível montar o circuito térmico. Após isto, o circuito térmico é resolvido de modo iterativo, com fatores de subrelaxamento nos elementos que possuem fontes de calor de caráter advectivo.

O circuito térmico é considerado resolvido quando o calor gerado internamente no compressor, subtraída a variação de entalpia entre os passadores de descarga e de sucção, é próximo do calor emitido pela carcaça para o ambiente. Um valor de 0,01W foi usado como critério de convergência.

Com o campo de temperaturas resultante do circuito térmico, atualiza-se o modelo de compressão do gás refrigerante, a qual é função da temperatura do cilindro e do gás refrigerante e, assim, dependente do circuito térmico.

A solução da compressão do gás refrigerante fornece novos valores para a temperatura do gás refrigerante, calor trocado com o



cilindro e vazão mássica. Esses dados são fornecidos ao circuito térmico. Nesse momento são também atualizadas as propriedades dos fluidos (refrigerante e óleo) que são função da temperatura, como viscosidade e densidade.

As condutâncias e o fator  $\dot{m}c_p$  são atualizados e o circuito térmico é resolvido novamente. O procedimento segue com a compressão do gás refrigerante, sendo que o modelo é considerado convergido quando a temperatura de descarga da compressão é alterada em menos de 0,1% entre uma iteração e outra.

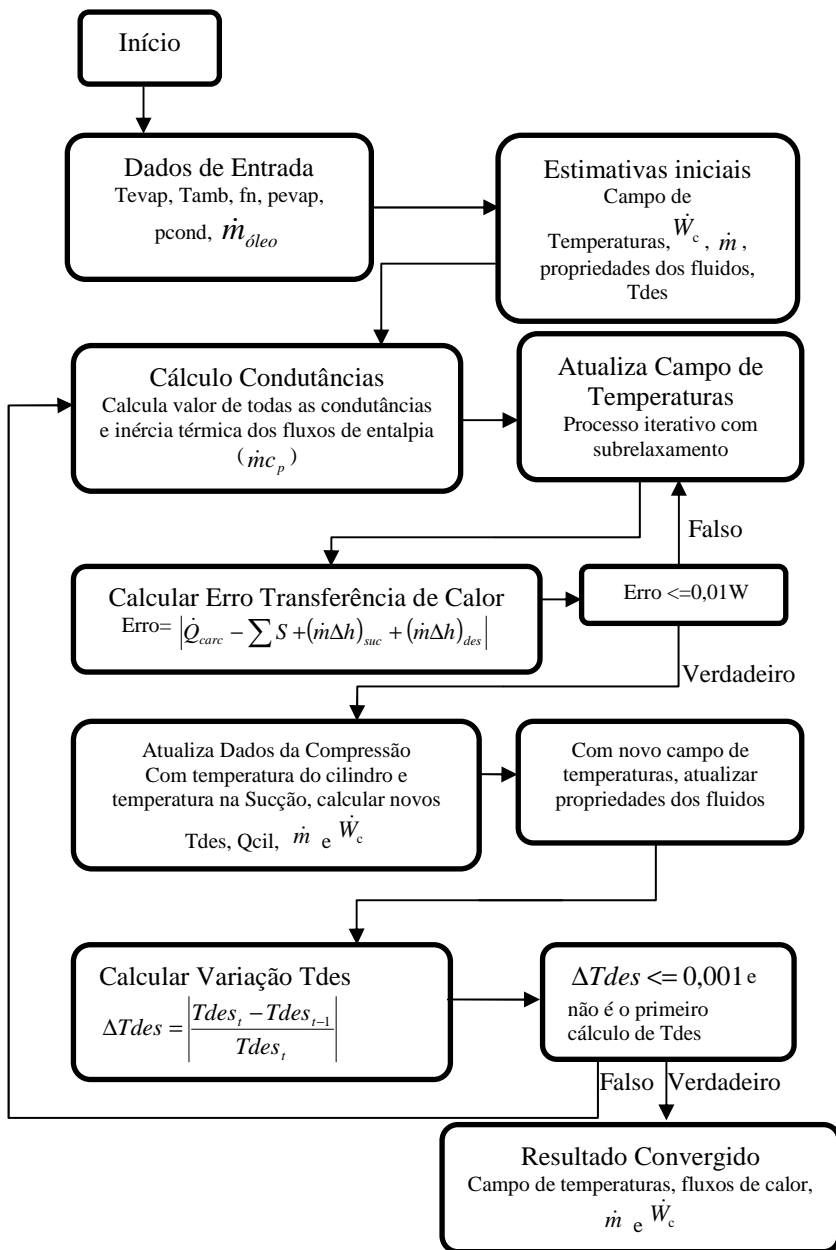


Figura 3.11 - Fluxograma do procedimento de solução do modelo TNW.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, apresentam-se os resultados do sistema de equações do modelo térmico TNW, derivado a partir da aplicação da equação da energia nos vários componentes do compressor de refrigeração doméstica EMBRACO, modelo EGX90HLC, operando com r134a. O ciclo de compressão foi modelado através de um sistema de equações separado, mas que é acoplado ao sistema de equações do modelo TNW.

A solução do sistema de equações permite a obtenção do campo de temperatura, o qual, em conjunto com resultados para o fluxo de massa e o processo de compressão, descreve completamente o comportamento térmico do compressor. A troca de calor entre quaisquer elementos pode ser determinada a partir desses resultados.

Dutra (2008) realizou testes experimentais com o compressor EGX90HLC em várias condições de operação e os resultados desses testes são utilizados neste capítulo para validar o modelo desenvolvido.

A condição de operação do compressor é definida a partir da pressão e temperatura no passador de sucção e da pressão no passador de descarga do compressor. Essas condições de operação são usadas como condições de contorno para o modelo TNW.

No presente trabalho, o compressor foi modelado inicialmente para uma condição de operação comumente adotada para testes de eficiência de compressores, sendo por esta razão denominada condição de referência.

Além dessa condição, analisa-se também a influência dos seguintes aspectos sobre o perfil térmico e o desempenho termodinâmico do compressor:

- i) Condição de operação, pela variação das temperaturas de evaporação e condensação;
- ii) Escoamento de óleo na carcaça, através do uso de um defletor para impedir o escoamento de óleo sobre suas paredes superior e lateral;
- iii) Velocidade do ar do ambiente sobre a superfície externa da carcaça do compressor;

- iv) Alterações do material de fabricação de componentes, com o emprego de isolamento térmico no sistema de descarga do compressor.

O modelo adotado para a simulação do ciclo termodinâmico de compressão é adequado para se obter uma estimativa da troca de calor no interior do cilindro, mas não para prever perdas em válvulas, pois as mesmas foram consideradas ideais. Além disto, desprezaram-se também vazamentos de gás na folga entre pistão e cilindro.

Para compensar essas deficiências que afetam a eficiência volumétrica do compressor, o volume morto deixado no ponto morto superior foi ajustado no modelo, de forma a se obter a eficiência volumétrica correta. Fazendo assim, o volume morto foi alterado de 82  $\mu\text{m}$  (especificação do fabricante) para 730  $\mu\text{m}$ , gerando valores de vazão mássica próximos aos medidos nos experimentos de Dutra (2008).

## 4.2 CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA

A condição de referência é comumente adotada para testes de eficiência de compressores, sendo dada pelo par de temperaturas de evaporação/condensação (-23,3°C/40,5°C). Nessa condição, as pressões nas linhas de sucção e descarga correspondem a 114,8 kPa e 1033,6 kPa, respectivamente. Além disto, em todos os testes experimentais, a temperatura do gás na entrada do compressor foi ajustada para 33,9°C; no modelo numérico foram utilizadas as mesmas condições de contorno de temperatura e pressão.

### 4.2.1 Balanço de energia

A entalpia específica,  $h$ , é definida por:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (4.1)$$

onde  $e$ ,  $p$  e  $\rho$  denotam energia interna, pressão e densidade, respectivamente. O transporte de entalpia através de uma superfície de controle representa a soma do transporte de energia interna do fluido e do trabalho exercido pelo escoamento.

Aplicando um balanço de energia ao compressor representado na figura 4.1, pode-se avaliar o calor que atravessa a carcaça:

$$\dot{Q}_{CARC} = \dot{m}(\hat{h}_{SUC} - \hat{h}_{DES}) + \dot{W}_C \quad (4.2)$$

onde  $W_c$  é o trabalho adicionado ao compressor pela corrente elétrica e  $Q_{CARC}$  é o calor que atravessa a superfície da carcaça do compressor.

A Tabela 4.1 fornece estimativas do modelo TNW para o calor rejeitado pela carcaça, comparadas com as medições de Dutra (2008). No modelo numérico, a potência consumida  $W_c$  é calculada a partir do trabalho realizado pelo pistão para comprimir o gás, dividido pelas eficiências elétrica e mecânica. O valor de 87% foi utilizado para a eficiência elétrica e para a eficiência mecânica foi utilizado 85%, com uma eficiência total de 74%. Observa-se que há uma boa concordância entre os resultados do modelo TNW com os dados experimentais para as quantidades envolvidas no balanço de energia.

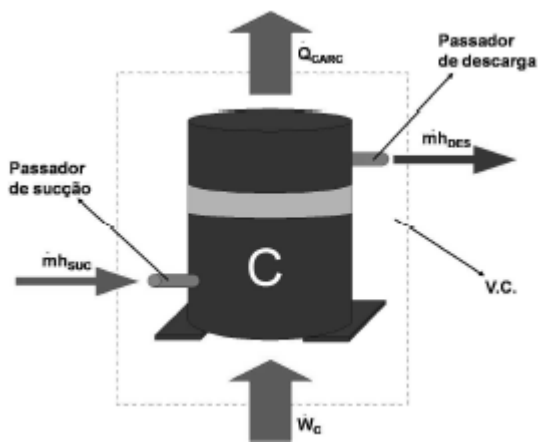


Figura 4.1 - Volume de controle com fluxos de massa e energia

Tabela 4.1 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de energia do compressor.

Elemento	Previsão (W)	Medição (W)	Desvio (%)
$\dot{Q}_{CARC}$	<b>87,5</b>	<b>87,1</b>	<b>0,51</b>
$\dot{m}(\hat{h}_{SUC} - \hat{h}_{DES})$	<b>63,5</b>	<b>64,9</b>	<b>2,23</b>
$\dot{W}_C$	<b>151</b>	<b>152</b>	<b>0,66</b>

#### 4.2.2 Distribuição de temperatura

A solução do sistema de equações do modelo TNW fornece o valor de temperatura em cada um dos 63 elementos do modelo, conforme mostra a Tabela 4.2.

O gás refrigerante entra no sistema com uma temperatura de 33,9 °C (elemento 22). Através da temperatura na saída da câmara de sucção (elemento 43), observa-se que ocorre um superaquecimento de 21,1 °C no sistema de sucção. Esse aquecimento do gás refrigerante no sistema de sucção é crítico, pois afeta negativamente a eficiência volumétrica do compressor, ou seja, quanto menor a temperatura do gás, maior a sua densidade e, assim, uma maior quantidade de massa é admitida ao cilindro no processo de sucção.

Os tubos do *muffler* (elementos 23 e 25) não afetam a temperatura do gás de forma significativa. Por exemplo, entre a entrada do tubo 1 do *muffler* (elemento 22) e a saída (elemento 26), o gás virtualmente não sofre alteração de temperatura, o mesmo acontecendo entre a saída do volume do *muffler* (elemento 27) e a saída do tubo 2 (elemento 28). Assim, em desenvolvimentos futuros, esses elementos poderiam ser removidos do modelo sem prejuízo para a análise. Apenas a convecção com os volumes do *muffler* e da câmara de sucção são relevantes, apresentando uma variação apreciável de temperatura. Entre a saída do tubo 1 e a saída do volume do *muffler*, a variação de temperatura é de 16,1 °C e na câmara de sucção (elemento 43), junto à placa de válvulas, a temperatura do gás aumenta mais 5 °C. Uma representação das temperaturas em cada um dos pontos do sistema de sucção é apresentada na figura 4.2.

Tabela 4.2 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência.

Elemento	T (°C)	Elemento	T (°C)
1 Ambiente externo	32,0	33 Gás entre rotor e estator	78,0
2 Carcaça inferior	63,2	34 Contrapeso	80,1
3 Carcaça média	65,4	35 Manivela	81,4
4 Flange	65,2	36 Biela	83,2
5 Carcaça superior	68,7	37 Pistão	87,5
6 Gás na região média	75,1	38 Cilindro	89,8
7 Gás na região superior	77,7	39 Gás na descarga	135,4
8 Óleo no cárter	66,2	40 Câmara de sucção	99,4
9 Óleo no eixo	72,8	41 Câmara de descarga	100,8
10 Óleo na carcaça sup.	68,7	42 Gás na câmara de descarga	106,7
11 Óleo na carcaça lat.	65,4	43 Gás na câmara de sucção	55,0
12 Óleo sobre tubo bundy	91,8	44 Volume Helmholtz 1	84,4
13 Óleo sobre Helmholtz 1	84,4	45 Volume Helmholtz 2	85,7
14 Óleo sobre Helmholtz 2	85,7	46 Gás dentro do Helmholtz 1	93,4
15 Óleo sobre elemento bloco 1	84,8	47 Gás dentro do Helmholtz 2	100,3
16 Óleo sobre elemento bloco 2	85,3	48 Tubo bundy (seção 1)	92,1
17 Óleo sobre elemento bloco 3	81,8	49 Tubo bundy (seção 2)	90,5
18 Óleo sobre cilindro	89,7	50 Tubo bundy (seção 3)	88,4
19 Óleo câmara descarga	100,7	51 Gás dentro tubo bundy 1	95,0
20 Óleo sobre muffler	52,6	52 Gás dentro tubo bundy 2	92,1
21 Óleo sobre estator	82,3	53 Gás dentro tubo bundy 3	89,8
22 Gás no passador de sucção	33,9	54 Elemento do bloco 1	85,0
23 Tubo de muffler 1	33,9	55 Elemento do bloco 2	85,4
24 Câmara do muffler	52,3	56 Elemento do bloco 3	82,0
25 Tubo de muffler 2	50,0	57 Aleta 1	84,4
26 Gás dentro do tubo 1	33,9	58 Aleta 2	84,8
27 Gás dentro da câmara	50,0	59 Aleta 3	81,7
28 Gás dentro do tubo 2	50,0	60 Aleta 4	81,7
29 Elemento ferro do estator	82,1	61 Aleta 5	81,7
30 Elemento cobre do estator	82,2	62 Mancal	80,7
31 Rotor	74,0	63 Gás dentro do cilindro	---
32 Eixo	72,9		

Ao sair pela válvula de descarga, o fluido refrigerante possui valores elevados de temperatura e velocidade, esta última devido ao pequeno intervalo de tempo disponível para o processo de descarga. O gás é submetido a uma troca intensa de calor com a câmara de descarga, como pode ser visto pela queda de temperatura de 28,7 °C entre a válvula e a saída da câmara de descarga (elementos 39 e 42 respectivamente). Em seguida o gás troca calor nos volumes Helmholtz (elementos 46 e 47) e no tubo *bundy* (elementos 51, 52 e 53). O calor

rejeitado pelo gás refrigerante entre a válvula de descarga e a saída pelo tubo bundy é uma das principais fontes de calor no compressor. A figura 4.3 apresenta a variação da temperatura do gás ao longo do sistema de descarga, de acordo com os elementos adotados no modelo TNW.

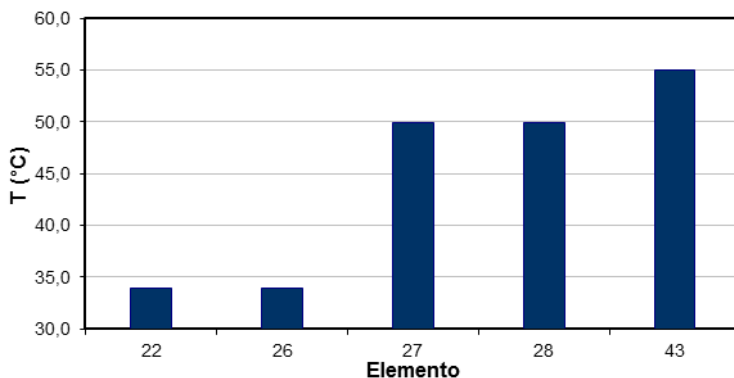


Figura 4.2 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência

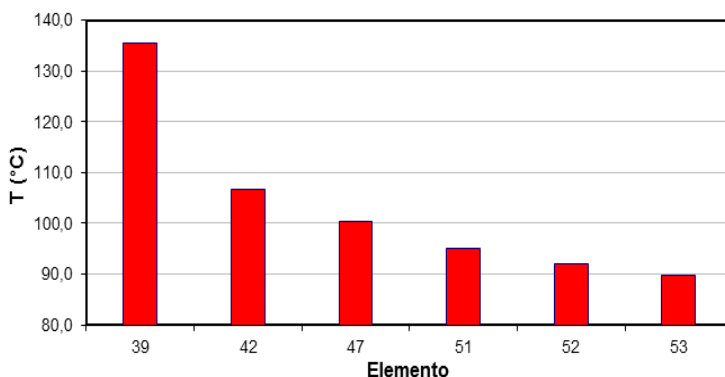


Figura 4.3 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência

Conforme mostrado na figura 4.4, o modelo TNW considera que o óleo escoar inicialmente pelo cârter e através do canal interno do eixo, trocando calor ao longo de seu trajeto. O óleo separa-se então em diferentes correntes, as quais se unem novamente em uma corrente única



de retorno até o cárter. A temperatura de retorno do óleo é uma média de suas temperaturas após passar sobre cada um dos elementos, ponderada pelos respectivos fluxos de massa. As temperaturas e os fluxos do óleo ao passar sobre cada um dos elementos e retornar ao cárter são indicadas na Tabela 4.3. Deve ser mencionado que as proporções assumidas para a vazão mássica nos elementos se baseiam em parte no estudo de Pizarro (2007).

O óleo absorve calor do eixo, dos componentes do bloco e do tubo bundy, os quais possuem temperatura mais elevada, e rejeita calor para as diferentes regiões da carcaça. Uma corrente de óleo digna de nota é a que passa sobre a câmara de descarga, absorvendo calor, e segue para o *muffler*, aquecendo o gás no sistema de sucção e, logo, aumentando o superaquecimento.

A figura 4.5 apresenta as diferenças absolutas entre os resultados de temperatura do modelo e das medições realizadas por Dutra (2008). Pode-se observar que os desvios de temperatura de todos os elementos estão dentro de uma faixa aceitável, já que a imprecisão experimental é da ordem de 1 °C e foram feitas várias simplificações no desenvolvimento do modelo de circuitos térmicos.

O elemento 50 representa a temperatura da última seção do tubo bundy, a qual fornece, junto com a pressão no passador de descarga, a entalpia requerida para o balanço de energia do compressor (Eq. 4.2). Como os valores previstos para a temperatura desse elemento e para a potência consumida pelo compressor estão próximos dos valores medidos, o calor sendo rejeitado pela carcaça também está próximo do resultado experimental.

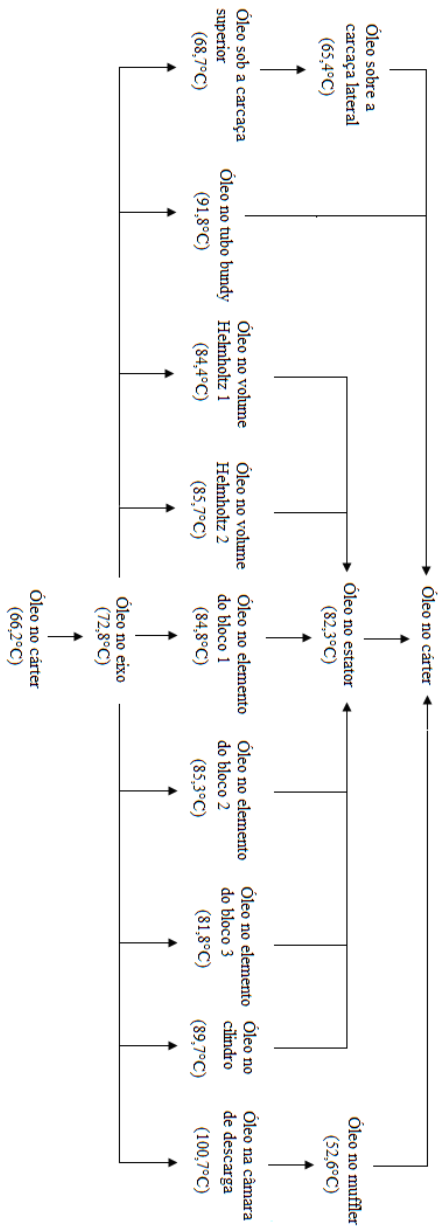


Figura 4.4 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de referência.

Tabela 4.3 – Proporções entre os escoamentos de óleo.

Fluxos de óleo	$\dot{m}$	Temp. (°C)
Cárter	100%	66,2
Eixo	100%	72,8
Carcaça superior	76%	68,7
Carcaça lateral	76%	65,4
Tubo bundy	3%	91,8
Volume Helmholtz 1	3%	84,4
Volume Helmholtz 2	3%	85,7
Elemento do bloco 1	3%	84,8
Elemento do bloco 2	3%	85,3
Elemento do bloco 3	3%	81,8
Cilindro	3%	89,7
Estator	18%	82,3
Câmara de descarga	3%	100,7
Muffler	3%	52,6

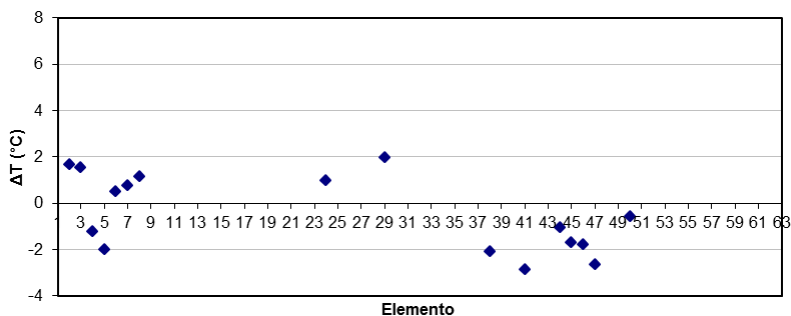


Figura 4.5 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de referência.

Além do superaquecimento, a previsão da distribuição de temperatura no compressor é também importante para a avaliação da temperatura do óleo, necessária no cálculo de perdas mecânicas, e também na determinação da temperatura do motor elétrico, por uma questão de confiabilidade e eficiência.

### 4.2.3 Transferência de calor no interior do cilindro

Diagramas pressão-volume ( $p$ - $V$ ) e temperatura-volume ( $T$ - $V$ ) são mostrados nas figuras 4.6 e 4.7. Seguindo a hipótese adotada no modelo, as curvas de pressão e temperatura seguem processos politrópicos na expansão e na compressão do gás. Pela simplificação de válvulas ideais, o processo de sucção ocorre à pressão constante e o mesmo com o processo de descarga.

Para o ciclo de compressão ideal, a vazão mássica pode ser calculada a partir da frequência de operação do compressor, densidade do gás e a variação de volume da câmara de compressão durante o período em que as válvulas estão abertas:

$$\dot{m} = \rho \Delta V f \quad (4.3)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $\Delta V$  é a variação de volume no interior do cilindro devido ao movimento do pistão e  $f$  é a frequência de operação do compressor.

Naturalmente, desprezando vazamentos, a conservação de massa implica que as vazões em ambas as válvulas são iguais. Uma vazão mássica de 5,9 kg/h foi medida em laboratório, enquanto uma vazão de 5,8 kg/h foi obtida do modelo.

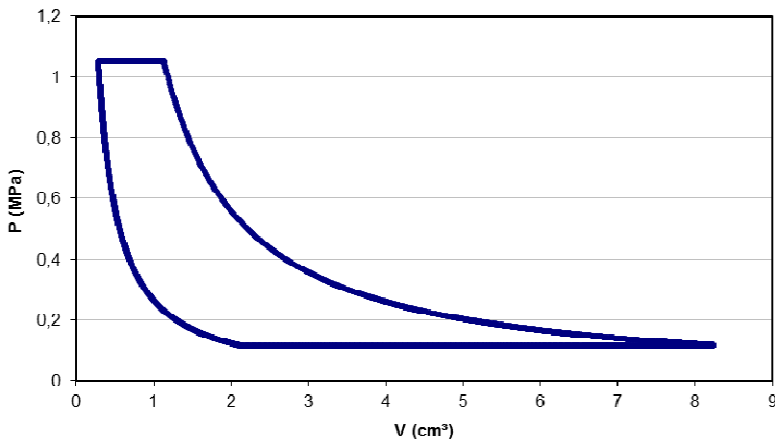


Figura 4.6 - Pressão dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de referência.

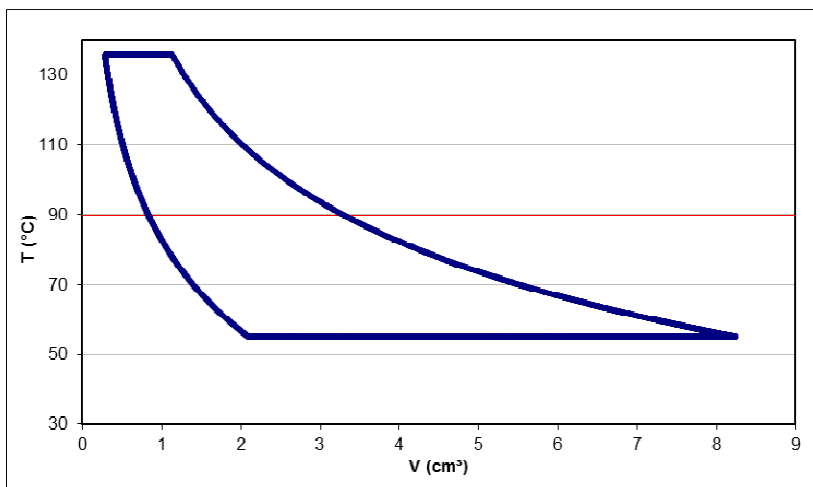


Figura 4.7 - Temperatura dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de referência. A linha vermelha indica a temperatura do cilindro

Observa-se no diagrama  $T$ - $V$  (figura 4.7) a temperatura da parede do cilindro, prevista pelo modelo TNW, indicada pela linha horizontal vermelha. A partir da diferença entre as temperaturas do gás e da parede do cilindro, observa-se que a transferência de calor no processo de expansão se dá inicialmente do gás para o cilindro e, assim que a temperatura cai abaixo da temperatura do cilindro, o sentido do fluxo de calor é invertido. O mesmo fenômeno ocorre durante o processo de compressão.

A variação da temperatura com a variação de volume é uma função das propriedades do fluido refrigerante e da transferência de calor na parede. Esta última, por sua vez, depende da própria condição do escoamento no interior do cilindro e também da área de troca, a qual varia com a posição do pistão. Uma vez que a temperatura do gás permanece constante durante os processos ideais de sucção e de descarga, a variação da transferência de calor mostrada para esses processos na figura 4.8 se deve apenas à variação da área de troca de calor do cilindro. Deve ser mencionado que a linha azul na figura 4.8 corresponde à troca de calor nos processos de expansão e sucção, enquanto que a linha vermelha é associada aos processos de compressão e descarga.

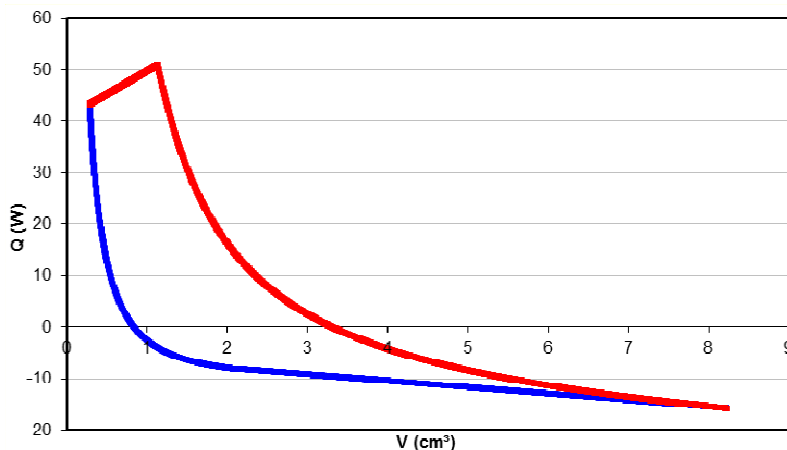


Figura 4.8 - Transferência de calor no cilindro durante o ciclo de compressão; condição de referência.

Uma vez que os processos de expansão e compressão são considerados politrópicos no modelo desenvolvido neste trabalho, a transferência de calor indicada na figura 4.8 foi obtida com o modelo de Annand (1970). Esta é uma grande simplificação do modelo, cuja implicação sobre os resultados deve ser avaliada em trabalho futuro.

Além da compressão do gás no cilindro, outras fontes de calor no compressor, tais como perdas elétricas e mecânicas e o gás ao longo do sistema de descarga, contribuem para a determinação da temperatura do cilindro. A câmara de descarga, em particular, é o elemento sólido com a maior temperatura no sistema e está em contato direto com o cilindro.

A condição de operação do compressor pode afetar o calor total trocado no ciclo de compressão. A tabela 4.4 mostra os resultados obtidos por Disconzi (2011) para a taxa de troca de calor no cilindro,  $\dot{Q}$ , para as diferentes condições de operação. Observa-se que, conforme a temperatura de evaporação aumenta de  $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  (LBP) para  $-6,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (MBP) e de  $-6,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  (HBP), a taxa de troca de calor rejeitada pelo gás é reduzida, nos processos de compressão, descarga e expansão. No caso da compressão, isto se deve ao fato de que a temperatura do gás no interior do cilindro se encontra mais próxima da temperatura da parede. No processo de sucção a quantidade de calor absorvida pelo gás é maior devido a dois aspectos: maior período de abertura das válvulas e maiores níveis de velocidade no interior do cilindro decorrente das maiores vazões à medida que a temperatura de evaporação aumenta. A

soma das quantidades de calor dos quatro processos do ciclo resulta um valor positivo, ou seja, o gás absorve mais calor do que rejeita. A maior quantidade de calor absorvido pelo gás acontece na condição HBP.

Tabela 4.4 – Taxa de troca de calor  $\dot{Q}$  nos processos do ciclo com a variação das condições de operação; adaptado de Disconzi (2011).

Condições de operação		$\dot{Q}$ [W] nos processos do ciclo de compressão				
		Compressão	Descarga	Expansão	Sucção	Total
T (°C)	-23,3	-1,79	-4,23	-0,06	10,23	4,2
	-6,7	-1,39	-3,43	-0,02	15,72	10,9
	7,2	-0,74	-2,01	-0,00	22,15	19,4

#### 4.3 INFLUÊNCIA DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

A influência da condição de operação é analisada com a alteração das condições de operação na entrada e na saída do compressor. Assim, para este teste, adotam-se a temperatura de 34,6 °C e pressão de 200,4 kPa na sucção, pressão de 3233,6 kPa na descarga e temperatura ambiente em 32 °C. Tais pressões estão associadas a temperaturas de evaporação e condensação iguais a -10 °C e 90 °C, respectivamente.

Pelo fato das pressões de sucção e descarga serem maiores, o consumo de potência elétrica do compressor é maior (tabela 4.5) e, consequentemente, as temperaturas dos elementos resultam mais elevadas. A maior razão de pressão também leva a maiores temperaturas de descarga e menor eficiência volumétrica. Como esperado, o maior consumo de potência elétrica leva a maiores fluxos de calor na carcaça (161,6W).

As temperaturas dos componentes são sensivelmente maiores neste caso e devem ser analisadas com cuidado, considerando a aplicação de componentes poliméricos sensíveis a variações de temperatura. Além disto, pode também haver uma redução significativa da viscosidade do óleo lubrificante, originando perda de sustentação dos mancais e, eventualmente, contanto metálico.

Tabela 4.5 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de energia do compressor.

Elemento	Previsão (W)	Medição (W)	Desvio (%)
$\dot{Q}_{CARC}$	<b>161,6</b>	<b>156,3</b>	<b>3,4</b>
$\dot{m}(\hat{h}_{SUC} - \hat{h}_{DES})$	<b>103,9</b>	<b>107,2</b>	<b>3,1</b>
$\dot{W}_C$	<b>265,5</b>	<b>263,5</b>	<b>0,8</b>

Através da tabela 4.6, percebe-se que as temperaturas no sistema de descarga são as que mais subiram em relação à condição de referência, com um aumento em torno de 50 °C na temperatura de descarga. A variação de entalpia do gás entre a válvula de descarga e a saída pelo tubo bundy também é maior.

Devido às altas temperaturas dessa condição operacional, o gás refrigerante absorve mais calor durante o percurso até o cilindro ao longo do sistema de sucção, conforme pode ser visto na figura 4.9. Por exemplo, na condição de referência ocorre um superaquecimento de 21,1 °C, bastante menor quando comparado com o superaquecimento de 33,5 °C na presente condição. Por uma simples análise de densidade, esta variação de temperatura pode resultar em uma redução de eficiência volumétrica em torno de 4%.

Da mesma forma como verificado para a condição referência, existe uma queda acentuada de 33,4 °C na temperatura do gás entre a saída da válvula (elemento 39) e a saída da câmara de descarga (elemento 42), conforme pode ser visto na figura 4.10.

Os componentes do motor elétrico sofreram um aumento de temperatura em torno de 30 °C, alcançando valores de até 111 °C no estator. Este aspecto tem se tornado cada vez mais importante em compressores de alta capacidade específica, em que se busca elevada vazão, ou seja, elevada capacidade de refrigeração, em compressores com dimensões reduzidas.



Tabela 4.6 – Campo de temperaturas do compressor, condição de alta vazão.

Elemento	T (°C)	Elemento	T (°C)
1 Ambiente externo	32,0	33 Gás entre rotor e estator	106,4
2 Carcaça inferior	85,2	34 Contrapeso	109,3
3 Carcaça média	89,2	35 Manivela	111,0
4 Flange	89,2	36 Biela	113,5
5 Carcaça superior	93,3	37 Pistão	119,8
6 Gás na região média	102,9	38 Cilindro	123,2
7 Gás na região superior	106,5	39 Gás na descarga	184,6
8 Óleo no cárter	89,3	40 Câmara de sucção	139,5
9 Óleo no eixo	100,5	41 Câmara de descarga	142,0
10 Óleo na carcaça sup.	93,3	42 Gás na câmara de descarga	151,2
11 Óleo na carcaça lat.	89,2	43 Gás na câmara de sucção	68,1
12 Óleo sobre tubo bundy	130,4	44 Volume Helmholtz 1	117,9
13 Óleo sobre Helmholtz 1	117,9	45 Volume Helmholtz 2	120,3
14 Óleo sobre Helmholtz 2	120,3	46 Gás dentro do Helmholtz 1	129,1
15 Óleo sobre elemento bloco 1	116,4	47 Gás dentro do Helmholtz 2	142,2
16 Óleo sobre elemento bloco 2	116,8	48 Tubo bundy (seção 1)	130,6
17 Óleo sobre elemento bloco 3	111,8	49 Tubo bundy (seção 2)	128,1
18 Óleo sobre cilindro	144,5	50 Tubo bundy (seção 3)	125,0
19 Óleo câmara descarga	150,8	51 Gás dentro tubo bundy 1	135,4
20 Óleo sobre muffler	61,1	52 Gás dentro tubo bundy 2	131,2
21 Óleo sobre estator	111,8	53 Gás dentro tubo bundy 3	127,6
22 Gás no passador de sucção	34,6	54 Elemento do bloco 1	116,5
23 Tubo de muffler 1	34,6	55 Elemento do bloco 2	116,9
24 Câmara do muffler	70,3	56 Elemento do bloco 3	111,4
25 Tubo de muffler 2	60,5	57 Aleta 1	115,4
26 Gás no tubo 1	34,6	58 Aleta 2	115,7
27 Gás na câmara muffler	60,5	59 Aleta 3	111,4
28 Gás no tubo 2	60,5	60 Aleta 4	111,4
29 Elemento ferro do estator	111,2	61 Aleta 5	111,4
30 Elemento cobre do estator	110,1	62 Mancal	111,4
31 Rotor	102,9	63 Gás dentro do cilindro	---
32 Eixo	100,6		

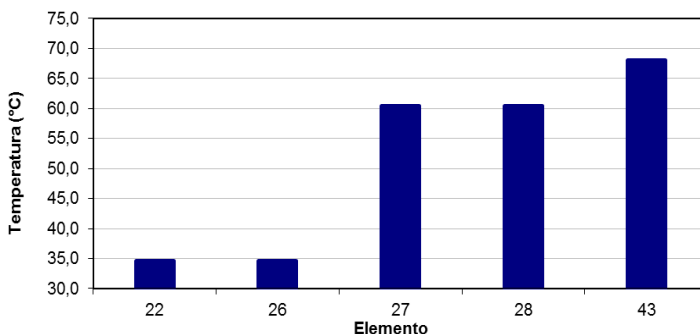


Figura 4.9 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de alta vazão.

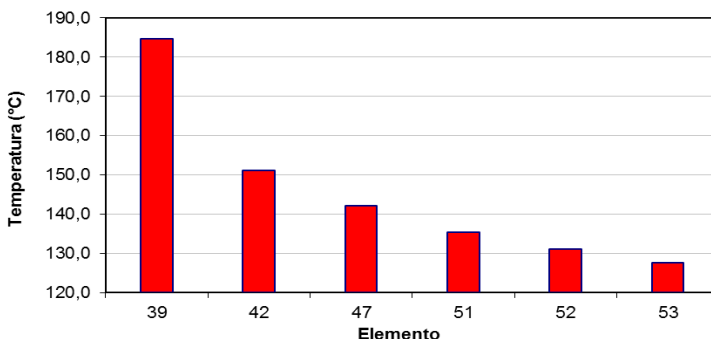


Figura 4.10 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de alta vazão.

Assim como ocorre para os componentes sólidos e o gás, as temperaturas das diferentes correntes de óleo também aumentaram. A figura 4.11 e a tabela 4.7 apresentam as temperaturas e os fluxos de óleo ao passar sobre cada um dos elementos. A máxima temperatura é observada para a corrente de óleo que passa sobre a superfície externa da câmara de descarga, sendo praticamente 50 °C superior em relação à condição referência.

A temperatura do óleo no cárter subiu de 66,2 °C na condição referência para 89,3 °C na condição atual. Considerando o óleo lubrificante PO ISO10, usualmente especificado para compressores que operam com R-134<sup>a</sup>, tal mudança de temperatura altera a viscosidade de 4,2 cp para 2,7 cp, uma variação de 36%.

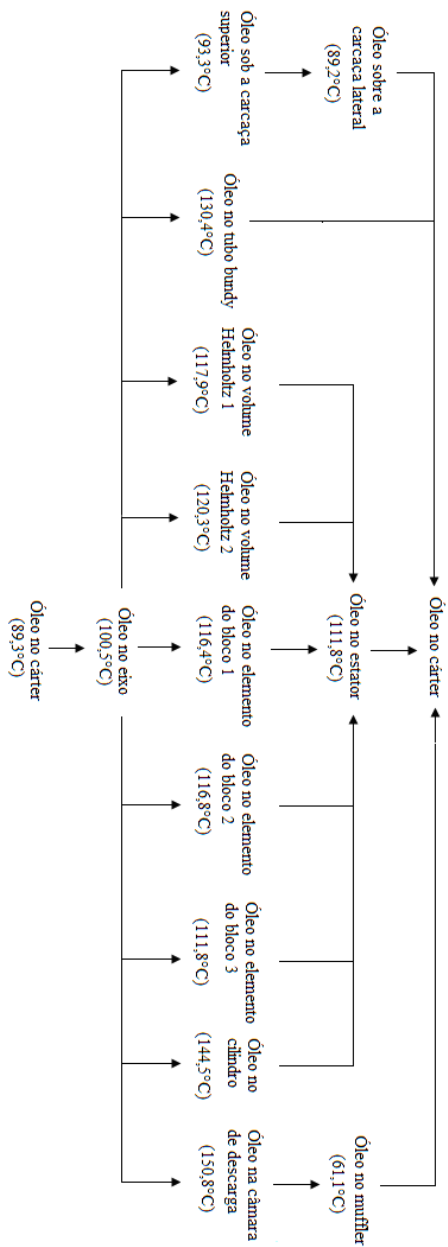


Figura 4.11 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de alta vazão.

Tabela 4.7 - Proporção entre os fluxos de óleo no interior da carcaça.

Fluxos de óleo	$\dot{m}$	Temp. (°C)
Cárter	100%	89,3
Eixo	100%	100,5
Carcaça superior	76%	93,3
Carcaça lateral	76%	89,2
Tubo bundy	3%	130,4
Volume Helmholtz 1	3%	117,9
Volume Helmholtz 2	3%	120,3
Elemento do bloco 1	3%	116,4
Elemento do bloco 2	3%	116,8
Elemento do bloco 3	3%	111,8
Cilindro	3%	144,5
Estator	18%	111,8
Câmara de descarga	3%	150,8
Muffler	3%	61,1

A figura 4.12 mostra que os desvios absolutos entre as previsões de temperatura e os dados experimentais de Dutra (2008) são maiores nesta condição de operação, alcançando quase 6°C na parede do volume do *muffler*. Para essa condição, não houve medição da temperatura do óleo no cárter.

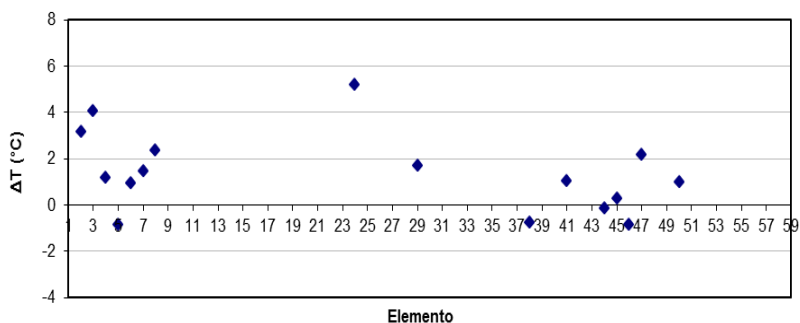


Figura 4.12 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de alta vazão.

Como pode ser observado na figura 4.13, a razão entre as pressões de descarga e de sucção é maior nesta condição e, portanto, a pressão de descarga é alcançada quando o pistão está mais próximo do ponto morto superior, reduzindo assim o tempo disponível para o processo de descarga. Além disto, deve haver a reexpansão do gás antes que a válvula de sucção possa abrir, reduzindo também o seu tempo de abertura. Esses efeitos, combinados com o maior superaquecimento, reduzem drasticamente a eficiência volumétrica. No entanto, como a pressão na sucção é bem maior que no caso referência, a vazão mássica resultante do modelo foi de 7,35 kg/h, enquanto o medido experimentalmente foi de 7,4 kg/h.

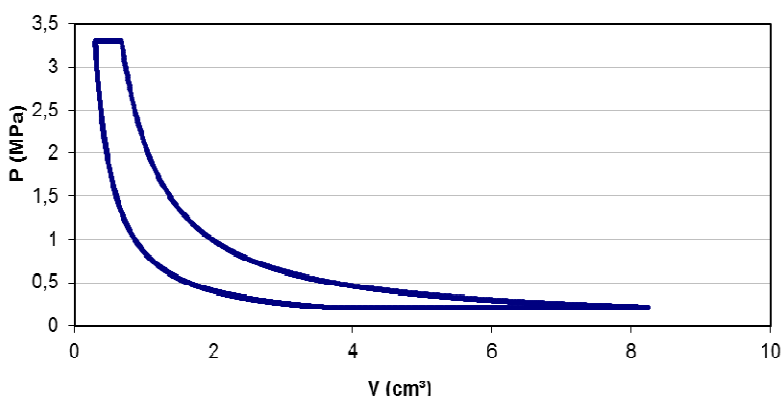


Figura 4.13 - Pressão dentro do cilindro durante o ciclo de compressão em condição de alta vazão.

#### 4.4 INFLUÊNCIA DO ESCOAMENTO DE ÓLEO

Dutra (2008) investigou a contribuição do escoamento do óleo sobre o calor trocado pela carcaça do compressor. Com este objetivo, o fluxo de óleo que sai do canal interno do eixo foi impedido de alcançar a superfície superior da carcaça, através do emprego de um anteparo (figura 4.14), voltando sobre o bloco do compressor. O anteparo foi construído para cobrir também a manivela, biela e volante, de modo que menores velocidades são esperadas para o gás no interior do compressor. As condições de operação são idênticas às da condição de referência: temperatura de 33,9°C e pressão de 114,8 kPa (temperatura de evaporação -23,3°C), pressão de descarga 1033,6 kPa (temperatura de condensação 40,5°C), temperatura ambiente a 32°C.

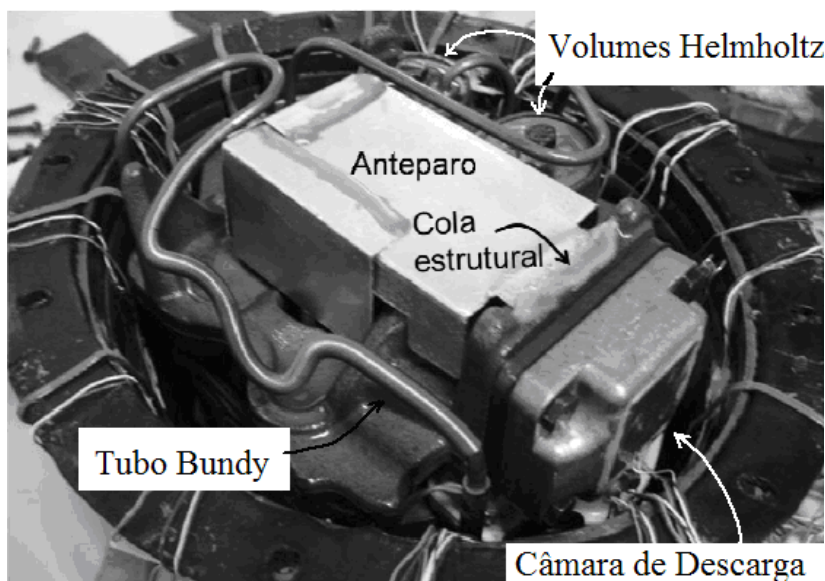


Figura 4.14 - Foto do compressor com aparato para o bloqueio do óleo

O diagrama do escoamento de óleo dessa nova condição está mostrado na figura 4.15. Não há mais escoamento de óleo sobre o tubo bundy, sob a carcaça superior e sobre os volumes Helmholtz; além disso, a vazão de óleo sobre a câmara de descarga também foi reduzida.

Não deveria ocorrer escoamento de óleo vindo do eixo do compressor para a superfície lateral da carcaça. No entanto, Dutra (2008) observou uma taxa elevada de transferência de calor em uma das regiões da superfície lateral da carcaça que poderia ser explicada por algum vazamento no aparato de bloqueio de óleo. Por este motivo, o modelo TNW desenvolvido neste trabalho assume uma parcela da vazão mássica de óleo sobre a lateral da carcaça, o que melhorou consideravelmente a concordância com os dados experimentais.

Outra modificação no modelo, decorrente da presença do anteparo, foi a redução das velocidades do gás na parte superior do compressor que são necessárias nas correlações de transferência de calor, pois o mecanismo de acionamento do compressor está enclausurado e, assim, mais restrito à trocar quantidade de movimento com o gás no interior da carcaça.

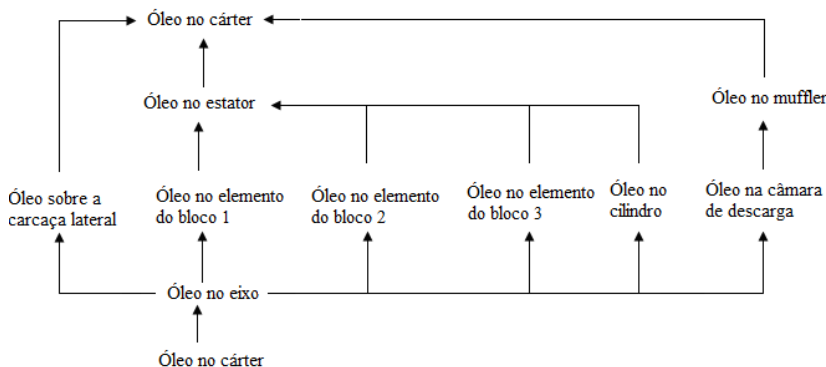


Figura 4.15 – Diagrama dos fluxos mássicos de óleo no interior da carcaça

Apesar das temperaturas mais elevadas no interior do compressor, devido à menor velocidade do gás refrigerante no interior da carcaça e ao fato do fluxo de óleo não atingir a parte superior da carcaça, a Tabela 4.8 mostra que a taxa de troca de calor de 79,2W com o ambiente externo é menor do que aquela da condição referência (87,5W).

No entanto, como os coeficientes de transferência de calor no cárter não são alterados pelo desvio do óleo e o óleo no cárter está com temperatura mais elevada, devido a uma vazão maior de óleo sobre os componentes do bloco, a taxa de calor na parte inferior da carcaça (cárter) resulta maior, passando de 15,5 W (tabela 4.1) para 20,2 W (tabela 4.8). Como o calor emitido pelo compressor diminuiu e a potência consumida manteve-se constante, o fluxo de entalpia aumentou.

Tabela 4.8 – Resultados numéricos e experimentais para o balanço de energia do compressor.

Elemento	Previsão (W)	Medição (W)	Desvio (%)
$\dot{Q}_{CARC}$	<b>79,2</b>	<b>78</b>	<b>1,5</b>
$\dot{m}(\hat{h}_{SUC} - \hat{h}_{DES})$	<b>71,8</b>	<b>74</b>	<b>2,9</b>
$\dot{W}_C$	<b>151,0</b>	<b>152</b>	<b>0,7</b>

A tabela 4.9 apresenta a distribuição de temperatura prevista pelo modelo TNW para os 62 elementos do compressor quando o fluxo de óleo é desviado.

As duas modificações implementadas no modelo, ou seja, fluxo de óleo desviado e velocidades convectivas menores, levam a temperaturas maiores sobre o bloco, incluindo o motor, evidenciando a importância do óleo no gerenciamento térmico do compressor.

Como não há mais uma corrente de óleo sobre o tubo *bundy*, e a velocidade do escoamento forçado no interior da carcaça diminuiu, a temperatura do gás refrigerante no passador de descarga (elemento 53) aumentou 4,9 °C em relação à condição de referência, passando de 89,8 °C para 94,7 °C.

Devido às maiores temperaturas do bloco e do óleo, o gás sofre uma redução de temperatura de 42,3 °C durante o seu trajeto da câmara de descarga (elemento 39) até a saída do compressor (elemento 53), conforme mostram a tabela 4.9 e a figura 4.16, sendo menor do que a variação de 53,4 °C da condição de fluxo normal

Por outro lado, a transferência de calor no sistema de sucção é ligeiramente mais intensa, como pode ser observado pela variação de 23 °C na temperatura do gás entre a entrada do tubo 1 do *muffler* (elemento 22) e a saída da câmara de sucção (elemento 40), como pode ser observado na figura 4.17. No caso referência o aumento foi de 21,1 °C. Novamente, isto é uma consequência das temperaturas mais elevadas no interior do cilindro.



Tabela 4.9 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência com óleo desviado.

Elemento	T (°C)	Elemento	T (°C)
1 Ambiente externo	32,0	33 Gás entre rotor e estator	83,0
2 Carcaça inferior	70,3	34 Contrapeso	83,9
3 Carcaça média	62,6	35 Manivela	84,7
4 Flange	59,4	36 Biela	86,0
5 Carcaça superior	59,2	37 Pistão	89,0
6 Gás na região média	74,1	38 Cilindro	90,4
7 Gás na região superior	76,0	39 Gás na descarga	137,0
8 Óleo no cárter	75,3	40 Câmara de sucção	100,7
9 Óleo no eixo	79,8	41 Câmara de descarga	102,2
10 Óleo na carcaça sup.	59,2	42 Gás na câmara de descarga	108,1
11 Óleo na carcaça lat.	62,7	43 Gás na câmara de sucção	56,9
12 Óleo sobre tubo bundy	97,9	44 Volume Helmholtz 1	88,4
13 Óleo sobre Helmholtz 1	88,4	45 Volume Helmholtz 2	89,9
14 Óleo sobre Helmholtz 2	89,9	46 Gás dentro do Helmholtz 1	96,4
15 Óleo sobre elemento bloco 1	85,1	47 Gás dentro do Helmholtz 2	102,5
16 Óleo sobre elemento bloco 2	85,1	48 Tubo bundy (seção 1)	97,9
17 Óleo sobre elemento bloco 3	82,8	49 Tubo bundy (seção 2)	95,5
18 Óleo sobre cilindro	90,3	50 Tubo bundy (seção 3)	93,4
19 Óleo câmara descarga	102,1	51 Gás dentro tubo bundy 1	99,5
20 Óleo sobre muffler	54,9	52 Gás dentro tubo bundy 2	96,9
21 Óleo sobre estator	85,5	53 Gás dentro tubo bundy 3	94,7
22 Gás no passador de sucção	33,9	54 Elemento do bloco 1	86,2
23 Tubo de muffler 1	33,9	55 Elemento do bloco 2	86,3
24 Câmara do muffler	54,6	56 Elemento do bloco 3	83,5
25 Tubo de muffler 2	52,0	57 Aleta 1	85,8
26 Gás no tubo 1	33,9	58 Aleta 2	85,9
27 Gás na câmara muffler	52,0	59 Aleta 3	83,4
28 Gás no tubo 2	52,0	60 Aleta 4	83,3
29 Elemento ferro do estator	85,2	61 Aleta 5	83,3
30 Elemento cobre do estator	85,5	62 Mancal	84,5
31 Rotor	80,6	63 Gás dentro do cilindro	---
32 Eixo	79,9		

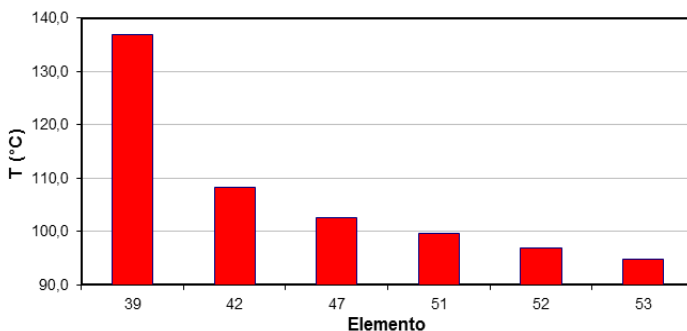


Figura 4.16 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência com fluxo de óleo desviado.

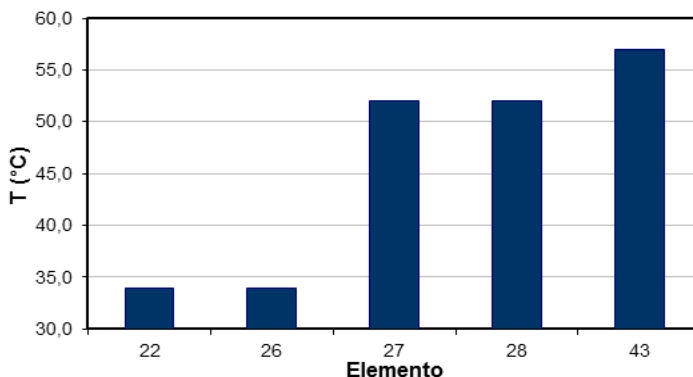


Figura 4.17 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência com fluxo de óleo desviado.

As temperaturas do fluxo de óleo subiram em todos os elementos (figura 4.18 e tabela 4.10), pois a temperatura do bloco aumentou e o óleo ficou impedido de trocar calor com a superfície superior da carcaça. A temperatura do cárter alcançou 75,3 °C, enquanto que na condição referência esta temperatura ficou em 66,2 °C.

A figura 4.19 apresenta os desvios entre os valores de temperatura medidos e previstos pelo modelo. Os desvios são apresentados para somente nove elementos porque os dados experimentais são em menor número para esta condição de operação. Da mesma forma como para o caso referência os desvios entre os resultados numéricos e experimentais são pequenos.

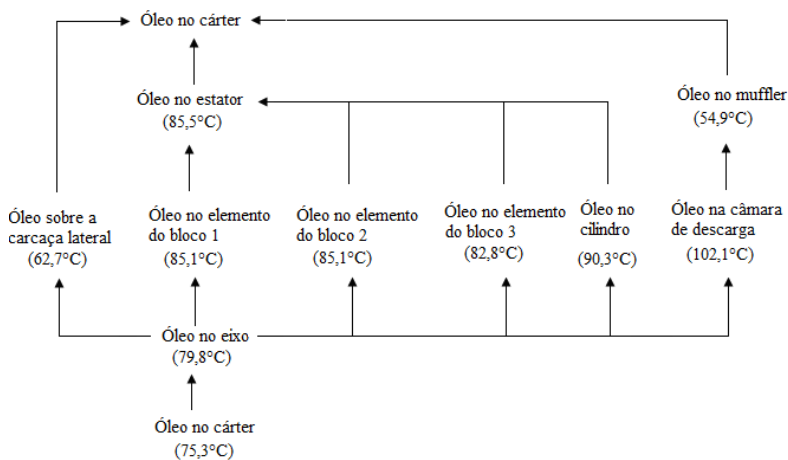


Figura 4.18 - Temperatura do óleo ao longo do percurso de bombeamento em condição de referência com fluxo de óleo desviado.

Tabela 4.10 – Proporções entre os escoamentos de óleo, com fluxo de óleo desviado.

Fluxos de óleo	$\dot{m}$	Temp. (°C)
Cárter	100%	75,3
Eixo	100%	79,8
Carcaça superior	0%	---
Carcaça lateral	19%	62,7
Tubo bundy	0%	---
Volume Helmholtz 1	0%	---
Volume Helmholtz 2	0%	---
Elemento do bloco 1	19%	85,1
Elemento do bloco 2	19%	85,1
Elemento do bloco 3	19%	82,8
Cilindro	19%	90,3
Estator	95%	85,5
Câmara de descarga	5%	102,1
Muffler	5%	54,9

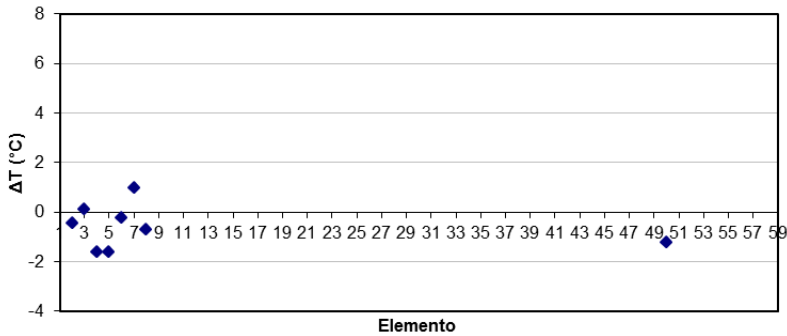


Figura 4.19 - Desvio absoluto em relação aos testes experimentais para a condição de referência com fluxo de óleo desviado.

A transferência de calor no interior do cilindro foi similar àquela da condição referência, pois a mudança no escoamento de óleo traz pequenas alterações na temperatura de sucção do gás, descarga e na temperatura do cilindro. Devido à temperatura na câmara de sucção ser maior, ocorre uma redução marginal na vazão de massa, passando de 5,8 kg/h na condição de referência para 5,75 kg/h na presente condição.

#### 4.5 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO AR AMBIENTE

A troca de calor da carcaça com o ambiente externo afeta de forma significativa a transferência de calor do compressor, apresentando geralmente baixos coeficientes de troca.

Em aplicações comerciais e industriais de compressores, a instalação correta de compressores precisa levar em consideração a troca de calor com o ambiente, para evitar superaquecimento. Em casos em que a convecção natural não é suficiente, é necessário instalar ventiladores ou trocadores de calor para aumentar a troca de calor com o ambiente.

Nessa seção, analisa-se a influência da variação da velocidade do ar ambiente sobre o compressor. Como a troca de calor com o ambiente é uma das condições de contorno do modelo, a alteração da velocidade pode ser representada facilmente através da mudança desta condição. Os coeficientes de troca de calor são proporcionais à velocidade do ar ambiente, e a alteração desses coeficientes altera a temperatura de todos os componentes do compressor.

A condição de operação referência, representada pelas temperaturas de evaporação/condensação ( $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}/40,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), é adotada na análise. As variáveis que serão acompanhadas serão a temperatura de saída do gás refrigerante, ao final do tubo bundy, e a temperatura do estator.

A figura 4.20 mostra as variações das temperaturas do gás na saída do compressor e do estator em função da velocidade do ar ambiente, a qual é variada entre 0,5 e 2,1 m/s (na condição de referência a velocidade é fixada em 1,3 m/s). Como esperado, as temperaturas nas duas regiões diminuem com o aumento da velocidade do ar ambiente.

O calor trocado pela carcaça para o ambiente externo é mostrado na figura 4.21, em função da velocidade do ar ambiente. Como esperado, o calor aumenta com a velocidade do ar ambiente, embora não linearmente. De fato, as curvas devem tender a uma assíntota quando os coeficientes de troca de calor entre a carcaça e o ambiente forem muito maiores que os coeficientes de troca de calor internos.

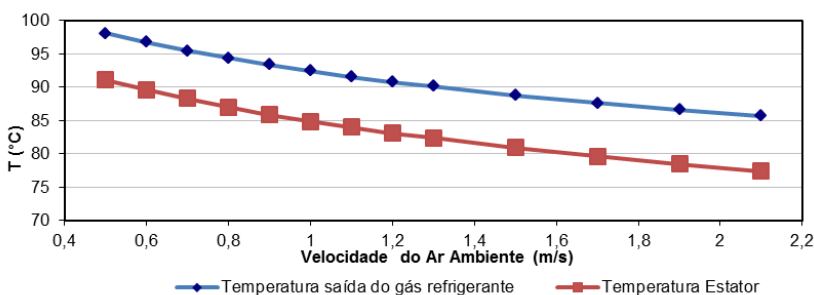


Figura 4.20 – Temperatura em função da velocidade do ar.

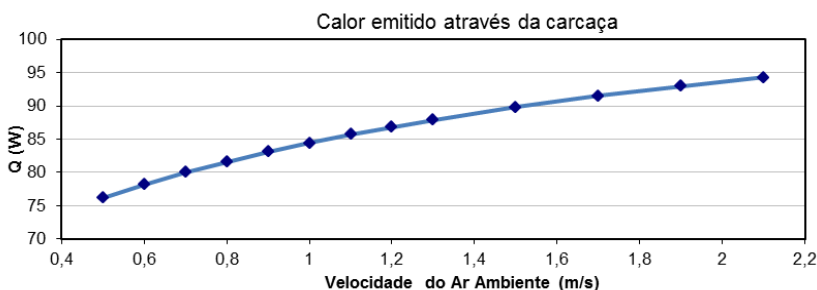


Figura 4.21 – Troca de calor em função da velocidade do ar.

. Com o emprego do modelo, assumiu-se um coeficiente de troca de calor tendendo a um valor infinito e as temperaturas de saída do gás e do estator tenderam a 65 °C e 54 °C, respectivamente. Para esta condição limite, o calor trocado pela carcaça chega a 129 W.

#### 4.6 ISOLAMENTO DO SISTEMA DE DESCARGA

Conforme observado nos resultados anteriores, o gás deixa o cilindro com alta temperatura e troca calor com vários componentes antes de sair do compressor. Essa troca de calor é um dos agentes responsáveis pelas altas temperaturas elevadas nos componentes do compressor e pela redução de sua eficiência termodinâmica.

Assim, uma alternativa para reduzir esses efeitos negativos seria o isolamento térmico do sistema de descarga, evitando que o gás refrigerante troque calor com o ambiente interno do compressor. Além disso, variações de temperatura entre as diferentes condições de operação do compressor tornar-se-iam menores, facilitando o projeto do sistema de mancais, por exemplo.

No caso considerado nesta seção, os coeficientes de troca de calor reduzidos foram nas seguintes regiões:

- a) Entre o gás refrigerante no interior da câmara de descarga e a câmara de descarga.
- b) Entre o gás refrigerante no interior do volume Helmholtz 1 e o volume Helmholtz 1.
- c) Entre o gás refrigerante no interior do volume Helmholtz 2 e o volume Helmholtz 2.
- d) Entre o tubo bundy e o gás no interior da carcaça.

Esses coeficientes foram diminuídos em 100 vezes. Apesar de tal redução ser de difícil reprodução experimental, o objetivo da análise é estabelecer o ganho teórico que o isolamento térmico do sistema de descarga pode oferecer para o gerenciamento térmico do compressor.

A tabela 4.11 mostra que o isolamento do sistema de descarga pode reduzir em aproximadamente 49% o calor trocado pela carcaça do compressor. De fato esta redução pode ser entendida como a contribuição do sistema de descarga original, mostrando que a mesma é bastante significativa.

O campo de temperaturas apresentado na tabela 4.12 indica que as temperaturas dos componentes caem drasticamente, ficando abaixo

de 60 °C, com exceção dos elementos que compõem o gás de descarga e o tubo bundy. As temperaturas dos elementos que representam o óleo são também reduzidas, em especial o óleo sobre o sistema de descarga que neste caso se encontra isolada termicamente.

A tabela 4.12 e a figura 4.22 indicam que o gás refrigerante sofreu um superaquecimento de apenas 8,8 °C, muito menor do que o superaquecimento de 21,1 °C verificado no caso padrão. Assim, um ganho teórico de aproximadamente 4% na vazão mássica poderia ser obtido por conta da diminuição do volume específico do gás na câmara de sucção.

Tabela 4.11 – Resultados numéricos para o balanço de energia do compressor com e sem isolamento.

<b>Elemento</b>	<b>C/Isolamento (W)</b>	<b>S/Isolamento (W)</b>	<b>Desvio (%)</b>
Superfície inferior	16,5	8,3	-49,6
Superfície lateral	28,0	14,2	-49,3
Flange	16,4	8,4	-48,8
Superfície superior	26,6	13,6	-48,8
$\dot{Q}_{CARC}$	<b>44,5</b>	<b>87,5</b>	<b>49,1</b>
$\dot{m}(\hat{h}_{SUC} - \hat{h}_{DES})$	<b>107,0</b>	<b>63,5</b>	<b>68,5</b>
$\dot{W}_C$	<b>151,5</b>	<b>151,0</b>	<b>0,3</b>

Mesmo com alguns coeficientes de troca de calor reduzidos em 100 vezes, algum resfriamento do gás na descarga ainda pode ser observado (figura 4.23).

A potência consumida na compressão do gás refrigerante é praticamente a mesma consumida quando não há isolamento no sistema de descarga, pois as pressões de sucção e descarga nos casos são iguais. A vazão mássica foi de 6,0 kg/h, enquanto a vazão mássica no caso sem isolamento foi de 5,8 kg/h. Este ganho na vazão se deve à menor temperatura do gás e, portanto, maior densidade, na câmara de sucção.

O ganho de eficiência, considerando o aumento da vazão mássica e o aumento do trabalho entregue ao compressor, foi de 3,1%.

Tabela 4.12 – Campo de temperaturas do compressor, condição de referência com isolamento.

Elemento	T (°C)	Elemento	T (°C)
1 Ambiente externo	32,0	33 Gás entre rotor e estator	56,5
2 Carcaça inferior	47,8	34 Contrapeso	56,4
3 Carcaça média	48,9	35 Manivela	57,1
4 Flange	48,9	36 Biela	58,0
5 Carcaça superior	50,7	37 Pistão	60,2
6 Gás na região média	53,5	38 Cilindro	60,2
7 Gás na região superior	54,3	39 Gás na descarga	117,3
8 Óleo no cárter	49,3	40 Câmara de sucção	58,8
9 Óleo no eixo	53,4	41 Câmara de descarga	58,9
10 Óleo na carcaça sup.	50,7	42 Gás na câmara de descarga	117,0
11 Óleo na carcaça lat.	48,9	43 Gás na câmara de sucção	42,7
12 Óleo sobre tubo bundy	53,8	44 Volume Helmholtz 1	56,6
13 Óleo sobre Helmholtz 1	56,6	45 Volume Helmholtz 2	56,4
14 Óleo sobre Helmholtz 2	56,3	46 Gás dentro do Helmholtz 1	115,7
15 Óleo sobre elemento bloco 1	58,2	47 Gás dentro do Helmholtz 2	116,8
16 Óleo sobre elemento bloco 2	58,5	48 Tubo bundy (seção 1)	114,5
17 Óleo sobre elemento bloco 3	57,1	49 Tubo bundy (seção 2)	113,1
18 Óleo sobre cilindro	60,2	50 Tubo bundy (seção 3)	111,8
19 Óleo câmara descarga	58,8	51 Gás dentro tubo bundy 1	115,3
20 Óleo sobre muffler	42,0	52 Gás dentro tubo bundy 2	113,9
21 Óleo sobre estator	58,8	53 Gás dentro tubo bundy 3	112,6
22 Gás no passador de sucção	33,9	54 Elemento do bloco 1	58,3
23 Tubo de muffler 1	33,9	55 Elemento do bloco 2	58,6
24 Câmara do muffler	41,9	56 Elemento do bloco 3	57,2
25 Tubo de muffler 2	40,9	57 Aleta 1	58,1
26 Gás no tubo 1	33,9	58 Aleta 2	58,4
27 Gás na câmara muffler	40,9	59 Aleta 3	57,2
28 Gás no tubo 2	40,9	60 Aleta 4	57,0
29 Elemento ferro do estator	58,9	61 Aleta 5	57,0
30 Elemento cobre do estator	59,0	62 Mancal	57,2
31 Rotor	54,2	63 Gás dentro do cilindro	---
32 Eixo	53,5		

A variação de pressão ao longo do ciclo de compressão não teve alteração com o isolamento do sistema de descarga, mas a temperatura sofreu uma pequena alteração, devido à menor temperatura do gás na sucção. Deve ser lembrado que os processos de expansão e de compressão são considerados politrópicos.



Com o sistema de descarga isolado, a temperatura de todos os componentes foi reduzida. A redução na temperatura do cilindro faz com que a transferência de calor do gás para o cilindro, durante a compressão, seja maior: a transferência de calor para o cilindro é 9,7 W, via correlação de Annand (1970).

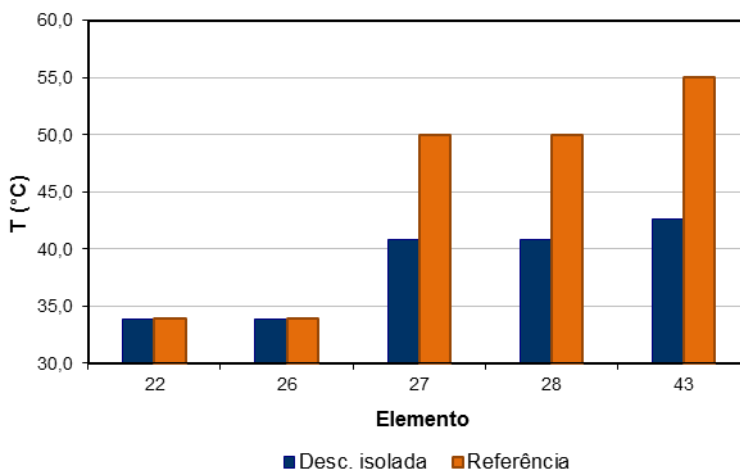


Figura 4.22 - Temperatura do gás refrigerante desde a admissão até a câmara de sucção em condição de referência com isolamento.

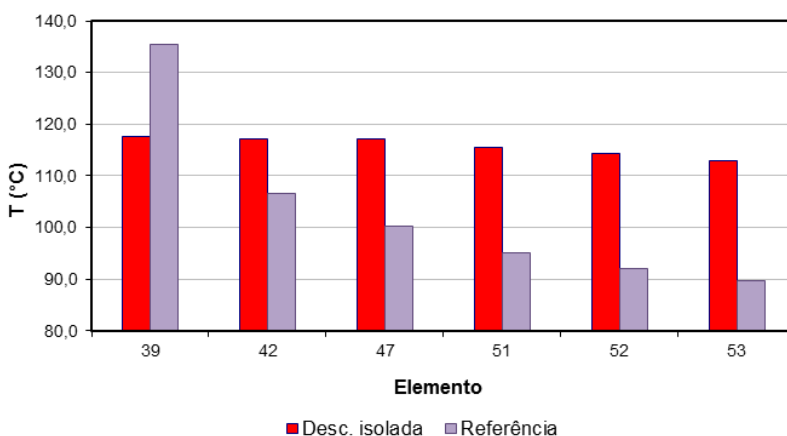


Figura 4.23 - Temperatura do gás refrigerante desde a descarga até a saída do tubo bundy em condição de referência com isolamento.



## 5 CONCLUSÕES

O compressor é um componente extremamente importante no desempenho de sistemas de refrigeração e é afetado negativamente pelo superaquecimento do fluido refrigerante ao longo do sistema de sucção. Dependendo do compressor e de sua condição de operação, a temperatura do refrigerante no início da compressão pode ser até 30°C mais elevada do que aquela na entrada do compressor. A parcela de perda por superaquecimento pode representar em torno de 50% das perdas termodinâmicas do compressor.

Diversos esforços vêm sendo realizados ao longo dos anos para reduzir as ineficiências termodinâmicas de compressores alternativos, através do emprego de técnicas experimentais e computacionais. A caracterização do superaquecimento compreende o entendimento de fenômenos de difícil descrição, devido à complexidade geométrica, superfícies móveis, gradientes elevados de temperatura e processos termodinâmicos interdependentes.

Um modelo para a simulação térmica de compressores alternativos foi desenvolvido neste trabalho, visando auxiliar a investigação e a disponibilização de tecnologias de gerenciamento térmico. O modelo foi aplicado em três condições de operação do compressor: uma condição considerada como referência da operação normal do compressor; a mesma condição com o fluxo de óleo lubrificante desviado; e uma condição de alta vazão. O modelo previu resultados de temperatura e fluxo de calor em boa concordância com dados experimentais.

A fim de exemplificar a utilização do modelo, simulações foram realizadas para a análise do efeito da convecção forçada no lado externo da carcaça e do isolamento completo do sistema de descarga sobre a eficiência do compressor. Esse isolamento apresentou resultados encorajadores, com um ganho de eficiência de 3,1% e redução na temperatura de componentes como o motor elétrico e mancais.

A abordagem escolhida se mostrou apropriada para os objetivos do trabalho, ou seja, todos os fenômenos relevantes para a transferência de calor no interior do compressor puderam ser considerados. No entanto, o método de circuitos térmicos é de difícil construção e muito suscetível a erros de programação. Além disto, o modelo não oferece a resolução espacial requerida no detalhamento do campo de temperatura em componentes críticos para a confiabilidade do compressor. De fato, o

método é recomendado para sistemas com processos termodinâmicos simples ou na análise preliminar de sistemas complexos.

A partir do desenvolvimento do modelo e da análise da transferência de calor em componentes do compressor, sugerem-se alguns tópicos para trabalhos futuros:

- Modelo mais representativo para o ciclo de compressão: No modelo desenvolvido, a compressão do gás refrigerante foi modelada em condições muito diferentes das reais, considerando válvulas ideais, ausência de vazamentos e troca de calor no cilindro sem interação completa com o ciclo de compressão. Essas simplificações foram convenientes na implementação do modelo TNW, mas podem ser retiradas em seu aprimoramento.
- Solução da condução do calor via formulação diferencial: Uma alternativa de melhorar a resolução espacial do campo de temperatura poderia ser alcançada através da solução da condução de calor nos componentes sólidos através de códigos comerciais, empregando geometrias reais de compressores fornecidas por CAD.
- Modelo para o escoamento de óleo: O escoamento de óleo afeta em muito a transferência de calor no interior do compressor. Sugere-se a revisão do modelo apresentado neste trabalho, buscando melhorar a caracterização da transferência de calor entre o óleo e os diferentes componentes do compressor.
- Simulação do transiente térmico: O modelo considerou que o campo de temperatura do compressor está estabilizado. Isto dificilmente ocorre em condições de operação no sistema de refrigeração, devido aos curtos períodos de tempo em que o compressor opera. Desta forma, um tema de interesse seria a incorporação de modificações para a simulação de transientes térmicos.

## 6 REFERÊNCIAS

ALMBAUER, R. A.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D. **3-dimensional simulation for obtaining the heat transfer correlations of a thermal network calculation for a hermetic reciprocating compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C079, 2006.

ANNAND, W. J. D.; MA, T. H. **Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine**. Proc. Inst. of Mech. Eng., v. 185, p. 976-987, 1970.

BAUER, W.-D.; WENISCH, J.; HEYWOOD, J. B. **Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine**. International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 19, n. 1, p. 1-9, 1998.

BIRARI, Y.V, GOSAVI, S.S, JORWEKAR, P.P. **Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor**, Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue, Paper C072, 2006.

CHIKURDE, R. C., Loganathan, E., Dandekar, D. P., Manivasagam, S. **Thermal Mapping of Hermetically Sealed Compressors Using Computational Fluid Dynamics Technique**, Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue, Paper No. C6-4, 2002.

DABIRI, E.; RICE, C. K. **A Compressor Simulation Model with Corrections for the Level of Suction Gas Superheat**, ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 2, pp.771-782, 1981.

DISCONZI, F.P. **Análise numérica da transferência de calor no interior de cilindros de compressores alternativos de refrigeração doméstica**, Diss.M.Eng., Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

DUTRA, T. **Investigação Experimental da Transferência de Calor em Componentes de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica**, Diss. M. Eng., Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press, New York, NY, USA, 1982

HSIEH, W. H.; WU, T. T. **Experimental investigation of heat transfer in a high-pressure reciprocating gas compressor**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 13, n. 1, p. 44-54, Jul 1996. ISSN 0894-1777.

HUGHES, J. M.; QVALE, E. B.; PEARSON, J. T. **Experimental Investigation of some thermodynamic aspects of refrigerating compressors**. . Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, USA: 516-520. p. 1972, 1981.

JANSSEN, L. A. M., HOOGENDOORN, C. J. **Laminar Convective Heat Transfer in Helical Coiled Tubes**. International Heat Mass Transfer, vol. 21, pp. 1197-1206. 1978.

KREMER, R.; BARBOSA JR., J. R.; DESCHAMPS, C. J. **Theoretical Analysis of the Effect of Oil Atomization in the Cylinder of a Reciprocating Compressor**. IMEchE International Conference on Compressors and their Systems. London, UK: 85-94 p. 2007.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor**. International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA: 10 p. 1990, 2001.

MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J. **Measurement of Temperature Transients in the Suction System of a Reciprocating Compressor**. 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (ExHFT-7). Krakow, Poland: 8 p. 2009, 2008.

OLCZYK, A. **Problems of Unsteady Temperature Measurements in a Pulsating Flow Gas**, Meas. Sci. and Technol., v. 19. pp. 1-11, 2008.

OOI, K. **Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor**. Applied Thermal Engineering, v. 23, n. 15, p. 1931-1945, 2003.

OZU, M.; ITAMI, T. **Efficiency analysis of power consumption in small hermetic refrigerant rotary compressors**. International Journal of Refrigeration, v. 4, n. 5, p. 265-270, 1981. ISSN 0140-7007.

PADHY, S.K. **Heat Transfer Model of a Rotary Compressor**. International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA. Paper 935, 1992

PIZARRO R., R. A.; **Influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. **A review of household compressor energy performance**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue. Paper C067, 2004.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D. M.; KALANIDHI, A. **A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor**. International Journal of Refrigeration 26 (6), pp. 229-236, 2003.

RIBAS JR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. **Thermal analysis of reciprocating compressors – A critical review**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1306, 2008.

SCHREINER, J. E. **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

SHIVA PRASAD, B.G. **Heat Transfer in Reciprocating Compressors - A Review**, Proc. Int. Compressor Engrg. Conf. at Purdue, pp. 857-863, 1998.

SHIVA PRASAD, B. G. **Regenerative heat transfer in reciprocating compressors**. Paper based on original version presented at the 1992 PCRC, 1992.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA: 10 p. 1992.

ZEND, P.; ASSANIS, D. **Time-resolved heat transfer in engine intake manifold**. International Symposium on Transient Convective Heat and Mass Transfer in Single and Two-Phase Flows. Izmir, Turkey 2003.



## ANEXO A

Nesse anexo são apresentadas as condutâncias entre os elementos utilizadas no modelo. As propriedades de fluidos se referem à condição de referência; as propriedades para condições de operação diferentes podem ser encontradas utilizando-se tabelas das propriedades dos fluidos.

### A.1 CONDUTÂNCIAS DE CONDUÇÃO

#### Condutâncias de condução

As condutâncias de condução são calculadas da seguinte forma:

$$H_{i,j} = \frac{k_{i,j} A_{i,j}}{\Delta x_{i,j}} \quad (\text{A.1})$$

Desse modo, a condutância entre dois elementos  $i$  e  $j$  é dependente de apenas três parâmetros: a condutividade do material entre os elementos, a distância entre os centros dos elementos e a área transversal média entre os elementos.

A condutividade dos materiais está listada na tabela abaixo:

Tabela A-1: Condutividade dos materiais.

Material	Condutividade (W/m°C)
aço	52,9
alumínio	237
gás refrigerante	0,017393
plástico	0,2
cobre	401

A tabela abaixo apresenta todas as condutâncias de condução utilizadas no modelo. A notação  $C_{\text{cond-}i-j}$  representa a condutância de condução entre os elementos  $i$  e  $j$ .

Tabela A-2: Condutâncias de condução do modelo.

Condutâncias	Condutância (W/°C)	Área entre elementos (m²)	Material	Delta x (m)
--------------	--------------------	---------------------------	----------	-------------

Ccond-2-3	4,11E-01	1,55E-03	aço	2,00E-01
Ccond-3-4	4,45E+00	1,68E-03	aço	2,00E-02
Ccond-4-5	4,45E+00	1,68E-03	aço	2,00E-02
Ccond-29-30	9,46E+00	1,48E-02	aço	8,26E-02
Ccond-31-32	1,32E+01	5,00E-03	aço	2,00E-02
Ccond-32-34	4,21E-01	4,78E-04	aço	6,00E-02
Ccond-34-35	2,53E+00	4,78E-04	aço	1,00E-02
Ccond-35-36	2,20E+00	4,17E-04	aço	1,00E-02
Ccond-36-37	1,08E+00	2,05E-04	aço	1,00E-02
Ccond-37-38	1,54E+00	2,91E-04	aço	1,00E-02
Ccond-38-40	1,43E+00	6,00E-04	aço	2,22E-02
Ccond-38-41	1,43E+00	6,00E-04	aço	2,22E-02
Ccond-40-41	1,46E+01	1,23E-03	alumínio	2,00E-02
Ccond-48-49	1,87E-02	5,59E-06	cobre	1,20E-01
Ccond-49-50	1,87E-02	5,59E-06	cobre	1,20E-01
Ccond-23-24	7,07E-05	7,07E-06	plástico	2,00E-02
Ccond-24-29	2,27E-02	2,61E-03	gás refrigerante	2,00E-03
Ccond-24-25	4,71E-05	7,07E-06	plástico	3,00E-02
Ccond-44-45	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-44-54	8,59E-01	3,25E-04	aço	2,00E-02
Ccond-45-57	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-54-58	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-54-55	1,29E+00	9,75E-04	aço	4,00E-02
Ccond-54-56	1,29E+00	9,75E-04	aço	4,00E-02
Ccond-55-59	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-55-56	4,30E-01	3,25E-04	aço	4,00E-02
Ccond-54-62	8,59E-01	3,25E-04	aço	2,00E-02
Ccond-55-62	8,59E-01	3,25E-04	aço	2,00E-02
Ccond-55-62	8,59E-01	3,25E-04	aço	2,00E-02
Ccond-46-62	3,44E-01	3,25E-04	aço	5,00E-02
Ccond-56-60	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-56-61	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02

Ccond-29-57	2,75E-01	1,04E-04	aço	2,00E-02
Ccond-29-58	2,20E-01	1,04E-04	aço	2,50E-02
Ccond-29-59	2,20E-01	1,04E-04	aço	2,50E-02
Ccond-29-60	2,20E-01	1,04E-04	aço	2,50E-02
Ccond-32-62	2,05E+00	7,76E-04	aço	2,00E-02
Ccond-38-54	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02
Ccond-38-55	2,58E+00	9,75E-04	aço	2,00E-02

## A.2 CONDUTÂNCIAS DE RADIAÇÃO

As condutâncias de radiação são calculadas da seguinte forma:

$$H_{i,j} = \varepsilon \sigma (T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2) A_{i,j} \quad (\text{A.2})$$

Uma característica importante da condutância de radiação é que ela é função da temperatura dos elementos, além de parâmetros fixos como a emissividade do material e a área de emissão de radiação. É assim necessário utilizar um valor inicial para a condutância, para iniciar a simulação, e atualizar a condutância de radiação assim que a temperatura convergida dos elementos é recalculada.

O coeficiente de emissividade utilizado foi de 0,7.

A constante de Stefan-Boltzmann é 5,6704E-08 (W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>).

Um cuidado a ser tomado é que, no cálculo da condutância, a temperatura dos elementos deve estar expressa em Kelvin.

A notação Crad-*i-j* representa a condutância de radiação entre os elementos *i* e *j*.

Tabela A.3 – Condutâncias de radiação.

Condutâncias	Condutância (W/°C)	Área (m <sup>2</sup> )	Temperatura <i>i</i> (K)	Temperatura <i>j</i> (K)
Crad-1-2	1,88E-01	3,58E-02	305,2	336,6
Crad-1-3	3,03E-01	5,70E-02	305,2	338,7
Crad-1-4	1,79E-01	3,36E-02	305,2	338,6
Crad-1-6	2,66E-01	4,92E-02	305,2	342,1
Crad-24-29	1,64E-02	2,61E-03	325,3	355,7

### A.3 CONDUTÂNCIAS DE CONVECÇÃO

As condutâncias de convecção são calculadas da seguinte forma:

$$H_{i,j} = h_{i,j} A_{i,j} \quad (\text{A.3})$$

O coeficiente de troca de calor convectiva,  $h_{i,j}$  é calculado da seguinte forma:

$$h_{i,j} = Nu_{i,j} \frac{k_f}{L_c} \quad (\text{A.4})$$

Para cada caso há valores de  $Nu$ ,  $k_f$  e  $L_c$  específicos. As correlações de  $Nu$  para os vários elementos estão descritas no capítulo 3.

#### a) Ambiente externo

O fluido é ar a pressão ambiente, considerado a 65°C, com  $Pr=0,7$ ,  $k_f=0,03 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 0,00002082 \text{ Pa.s}$  e  $\rho = 0,995 \text{ kg/m}^3$

Tabela A.4 – Condutâncias de convecção no ambiente externo.

Ambiente externo	Condutância (W/°C)	Área (m²)	h (W/°Cm²)	Re	Lc (m)	Velocidade (m/s)
Cconv-1-2	3,33E-01	3,58E-02	9,30E+00	1,24E+04	2,00E-01	1,30E+00
Cconv-1-3	5,31E-01	5,70E-02	9,30E+00	1,24E+04	2,00E-01	1,30E+00
Cconv-1-4	3,13E-01	3,36E-02	9,30E+00	1,24E+04	2,00E-01	1,30E+00
Cconv-1-5	4,58E-01	4,92E-02	9,30E+00	1,24E+04	2,00E-01	1,30E+00

#### b) Sistema de descarga

O fluido é gás refrigerante, considerado a 110°C e pressão igual à pressão do condensador, com  $Pr=0,7$ ,  $k_f=0,02055 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 0,000015293 \text{ Pa.s}$  e  $\rho = 36,79992036 \text{ kg/m}^3$ .

Tabela A.5 – Condutâncias de convecção no sistema de descarga.

Sistema de descarga	Condutância (W/°C)	Área (m²)	h (W/°Cm²)	Re	Lc (m)	Velocidade (m/s)
Cconv-41-42	3,02E+00	4,80E-03	6,29E+02	1,61E+05	1,00E-02	6,69E+00
Cconv-44-46	1,73E-01	2,01E-03	8,62E+01	1,34E+04	1,00E-02	5,57E-01
Cconv-45-47	5,24E-01	2,01E-03	2,61E+02	5,37E+04	1,00E-02	2,23E+00

				8,31E+03		
Cconv-46-47	2,12E-01	2,50E-05	8,49E+03		1,60E-02	2,18E-01
Cconv-48-51	1,75E+00	2,25E-03	7,74E+02	4,50E+04	2,98E-03	6,28E+00
Cconv-49-52	1,75E+00	2,25E-03	7,74E+02	4,50E+04	2,98E-03	6,28E+00
Cconv-50-53	1,75E+00	2,25E-03	7,74E+02	4,50E+04	2,98E-03	6,28E+00

### c) Sistema de sucção

O fluido é gás refrigerante, considerado a 40°C e pressão igual à pressão do evaporador, com  $Pr=0,753$ ,  $k_f=0,01459 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 1,24004\text{E-}05 \text{ Pa.s}$  e  $\rho = 4,59 \text{ kg/m}^3$ .

Tabela A.6 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção.

Sistema de sucção	Condutância (W/°C)	Área (m²)	h (W/°Cm²)	Re	Lc (m)	Velocidade (m/s)
Cconv-23-26	1,40E-03	8,78E-04	1,59E+00	5,02E+03	3,35E-03	4,05E-01
Cconv-23-27	2,64E-01	1,07E-03	2,48E+02	6,73E+04	1,00E-02	1,82E+01
Cconv-24-27	3,00E+00	1,38E-02	2,18E+02	6,73E+04	1,00E-02	1,82E+01
Cconv-25-27	4,96E-01	2,00E-03	2,48E+02	6,73E+04	1,00E-02	1,82E+01
Cconv-25-28	3,19E-03	2,00E-03	1,59E+00	5,02E+03	3,35E-03	4,05E-01
Cconv-40-43	5,31E-01	2,01E-03	2,65E+02	5,46E+04	1,00E-02	2,27E+00

### d) Escoamento de óleo

O fluido é óleo lubrificante, considerado a 80°C, com  $Pr=48$ ,  $k_f=0,15 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 0,004 \text{ Pa.s}$  e  $\rho = 800 \text{ kg/m}^3$ .

Tabela A.7 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção.

Escoamento de óleo	Condutância (W/°C)	Área (m²)	h (W/°Cm²)	Re	Lc (m)	Velocidade (m/s)
Cconv 2-8	3,77E+00	3,27E-02	1,15E+02	4,17E+01	2,00E-02	1,04E-02
Cconv-9-32	2,44E+01	5,97E-02	4,12E+02	5,31E+04	2,00E-01	1,33E+00
Cconv-5-10	5,84E+01	4,59E-02	1,27E+03	1,27E+01	1,00E-03	6,33E-02
Cconv-3-11	7,05E+01	5,54E-02	1,27E+03	1,27E+01	1,00E-03	6,33E-02
Cconv-12-48	7,65E-01	3,03E-03	1,46E+02	1,67E-01	1,00E-03	8,33E-04
Cconv-13-44	1,17E+00	4,62E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-14-45	1,17E+00	4,62E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-15-54	7,88E-01	3,12E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03

Cconv-16-55	7,88E-01	3,12E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-17-56	7,88E-01	3,12E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-18-38	1,62E+00	9,09E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-19-41	1,02E+00	5,68E-03	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-20-24	3,37E+00	1,88E-02	1,79E+02	2,50E-01	1,00E-03	1,25E-03
Cconv-21-29	4,80E+00	3,45E-02	1,39E+02	1,52E-01	1,00E-03	7,58E-04

### e) Ambiente interno do compressor

O fluido é gás refrigerante, considerado a 75°C e pressão igual à pressão do condensador, com  $Pr=0,735$ ,  $k_f=0,01739 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 1,37528\text{E-}05 \text{ Pa.s}$  e  $\rho = 4,1 \text{ kg/m}^3$ .

Tabela A.8 – Condutâncias de convecção no sistema de sucção.

Ambiente interno	Condutância (W/°C)	Área (m²)	h (W/°Cm²)	Re	Lc (m)	Velocidade (m/s)
Cconv-3-6	1,51E+00	5,54E-02	2,73E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-7	5,72E+00	3,00E-02	1,91E+02	7,45E+02	5,00E-02	5,00E-02
Cconv-6-30	1,92E-01	5,94E-03	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-29	1,11E+00	3,45E-02	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-57	1,01E-01	3,12E-03	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-58	1,01E-01	3,12E-03	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-59	1,01E-01	3,12E-03	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-6-60	1,01E-01	3,12E-03	3,23E+01	4,47E+03	1,50E-02	1,00E+00
Cconv-5-7	2,58E+00	4,59E-02	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-61	1,75E-01	3,12E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-56	1,75E-01	3,12E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-55	1,75E-01	3,12E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-54	1,75E-01	3,12E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-48	3,83E-01	3,03E-03	1,27E+02	1,79E+03	3,00E-03	2,00E+00
Cconv-7-49	3,83E-01	3,03E-03	1,27E+02	1,79E+03	3,00E-03	2,00E+00
Cconv-7-50	3,83E-01	3,03E-03	1,27E+02	1,79E+03	3,00E-03	2,00E+00
Cconv-7-44	2,74E-01	4,62E-03	5,93E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-45	2,74E-01	4,62E-03	5,93E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-34	1,56E-01	2,78E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00

Cconv-7-35	1,42E-01	2,53E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-36	1,24E-01	2,21E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-37	2,28E-02	4,05E-04	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-7-38	5,11E-01	9,09E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-30-33	3,66E+00	1,43E-02	2,56E+02	3,58E+04	1,00E-02	1,20E+01
Cconv-31-33	3,83E+00	1,50E-02	2,56E+02	3,58E+04	1,00E-02	1,20E+01
Cconv-7-41	3,19E-01	5,68E-03	5,62E+01	8,94E+03	1,50E-02	2,00E+00
Cconv-3-24	5,74E-01	1,88E-02	3,05E+01	5,96E+03	2,00E-02	1,00E+00
Cconv-7-62	1,65E-01	3,12E-03	5,31E+01	1,19E+04	1,50E-02	2,00E+00